

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DE CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIA**

MATEUS LAFAIETE QUADROS

**DESENVOLVIMENTO DE UM MECANISMO PARA PORTAS DESLIZANTES
COM SISTEMA ANTI-DESCARRILAMENTO**

CAXIAS DO SUL

2019

MATEUS LAFAIETE QUADROS

**DESENVOLVIMENTO DE UM MECANISMO PARA PORTAS DESLIZANTES
COM SISTEMA ANTI-DESCARRILAMENTO**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Me. Eng. Mec. Vagner Grison

CAXIAS DO SUL

2019

MATEUS LAFAIETE QUADROS

**DESENVOLVIMENTO DE UM MECANISMO PARA PORTAS DESLIZANTES
COM SISTEMA ANTI-DESCARRILAMENTO**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em: 02/07/2019

Banca Examinadora

Prof. Me. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Prof. Dr. Marcos Alexandre Luciano
Universidade de Caxias do Sul - UCS

Eng. Mec. Augusto Bolzoni
Universidade de Caxias do Sul - UCS

RESUMO

O setor moveleiro vem apresentando bons resultados, mesmo durante a última crise econômica no Brasil. Com as tendências do *design* e a constante procura por otimização de espaço, as portas deslizantes têm se tornado um elemento do mobiliário cada vez mais utilizado. Em contrapartida, um problema comum em sua utilização é o descarrilamento dos rodízios inferiores da superfície pelo o qual desliza. Duas empresas já propuseram soluções para este impasse: uma utiliza um par de molas helicoidais e outra um mecanismo similar a um feixe de molas. Ambos os modelos foram patenteados e, assim, estas indústrias atuam no mercado de maneira expressiva devido à funcionalidade de seus produtos. Este trabalho propõe uma alternativa a estes mecanismos utilizando ímãs se repelindo como fonte de energia potencial. Algumas alternativas de produtos são apresentadas por meio de conceitos de projeto, embasados no referencial teórico apresentado e orientações ao longo do desenvolvimento do trabalho. A execução da proposta passou por uma análise dos mecanismos existentes, estudo do movimento de uma porta de correr, ensaio dos materiais e elementos à serem utilizados no produto final; bem como desenvolvimento do protótipo e de uma bancada de testes com condições que forcem o descarrilamento onde se avaliou o produto final proposto e os rodízios que já atuam no mercado, verificando se os mesmos eram eficientes para atender o principal requisito: evitar o descarrilamento da porta deslizante de um móvel. Por fim, observou-se que os parâmetros a serem analisados no projeto destes produtos são velocidade e deslocamento vertical do rodízio, em que para cada par de ímãs menor ensaiados a velocidade obtida é de 2,72 m/s, enquanto o requisitado pelo projeto é de 1,60 m/s. Os resultados do protótipo foram satisfatórios para o objetivo deste trabalho.

Palavras-chave: Porta Deslizante. Descarrilamento. Energia Potencial.

ABSTRACT

The furniture industry is having good results, even during the last economic crisis in Brazil. Following the design trends and the frequent search for space optimization, sliding door has become an increasingly used furniture. On the other hand, the derailment of the bottom caster from the surface where it slides is a usual problem during the door use. Two companies have already proposed a solution for this issue: one uses a pair of helical springs, while the other uses a mechanism similar to a leaf spring. Both models were patented, what makes those companies operate in an expressive way in the market, due to their products functionality. This paper proposes alternatives to this sliding door mechanisms using magnets repelling itself as a potential energy source. Other alternatives are presented as design concepts, based on academic research and orientation during this paper development. The proposal accomplishment passed through an analyze of the actual mechanisms, study of the movement of a sliding door, tests of materials and elements to be used in the final product; as well as the development of a prototype and a test bench with conditions that force the derailment to evaluate the proposed product and the market casters, verifying if they meet the main requirement: avoid the derailment of a furniture sliding door. Finally, it was observed that the parameters of velocity and vertical displacement of the caster were the most important for this kind of product, where for each smaller magnet pair tested the velocity is 2,72 m/s, whereas the project required at least 1,60 m/s. The results for the prototype were satisfactory for this paper objective.

Key words: Sliding Door. Derailment. Potential Energy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Produção de móveis no ano de 2017	16
Figura 2 - Vista ortogonal frontal de roldana com sistema anti-descarrilamento por meio da atuação de molas helicoidais.	17
Figura 3 - Influência de um impulso para a quantidade de movimento de uma partícula.....	25
Figura 4 - Resposta de um impulso	26
Figura 5 - Atração e repulsão entre os polos de dois ímãs.	29
Figura 6 - Conjunto massa-haste deslocado devido a aplicação de uma força.....	30
Figura 7 - Módulo de compensação com conjunto ideal de elastômeros de PU.....	31
Figura 8 - Hastes flexíveis	31
Figura 9 - Tensão máxima nos eixos no plano horizontal. Seção transversal uniforme (a) e seção transversal variável (b).....	32
Figura 10 - Elemento elástico proposto por Irmscher et al.....	32
Figura 11 - Representação em perspectiva da roldana com molas helicoidais	33
Figura 12 - Vista frontal da disposição construtiva do modelo com haste flexível.....	34
Figura 13 - Fluxograma das atividades	35
Figura 14 - Equipamento para ensaio de para impacto Ceast Resil 25	39
Figura 15 - Equipamento e dispositivo de fixação para obtenção da rigidez dos mecanismos	43
Figura 16 - Curva força versus deslocamento do modelo com molas helicoidais	43
Figura 17 - Curva força versus deslocamento do modelo com haste flexível.....	44
Figura 18 - DCL simplificado de uma porta de correr em movimento de translação	46
Figura 19 - Razão entre força/peso versus altura de aplicação da força / altura da porta	49
Figura 20 - Dimensões de um corpo de prova conforme ASTM D256	53
Figura 21 - Equipamento e dispositivo para ensaio de ímãs	53
Figura 22 - Curva característica força-deslocamento para o ímãs ensaiados	54
Figura 23 - Produto modelado	56
Figura 24 - Protótipos desenvolvidos	57
Figura 25 - Estrutura do teste de validação	58
Figura 26 - Posição do rodízio frontal para a roldana comum	59
Figura 27 - Posição do rodízio frontal para o mecanismo com molas helicoidais	60
Figura 28 - Posição do rodízio frontal para o sistema com haste flexível.....	61
Figura 29 - Posição do rodízio frontal para a porta instalada com o protótipo	62
Figura 30 - Diagrama de corpo livre de uma porta de correr	70

Figura 31 - Visualização do <i>software Tracker</i>	71
Figura 32 - Corpos de prova após ensaio de impacto.....	74
Figura 33 - Vista explodida do mecanismo projetado.....	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Velocidade de atuação dos mecanismo existentes	45
Tabela 2 - Altura de aplicação da forla como variável.....	47
Tabela 3 - Intensidade da força aplicada como variável	48
Tabela 4 - Resultados do ensaio de impacto para náilon 6.....	51
Tabela 5 - Resultados do ensaio de impacto para o Zamak 5.....	52
Tabela 6 - Velocidade de repulsão entre um par de ímãs	55
Tabela 7 - Parâmetros de força e compressão para o ensaio	59

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Tipos de desgaste	22
Quadro 2 - Componentes discretos de um sistema mecânico	23
Quadro 3 - Conceitos de projeto.....	37
Quadro 4 - Características dimensionais do modelo com molas helicoidais	41
Quadro 5 - Características dimensionais do modelo com haste flexível.....	41
Quadro 6 - Requisitos de projeto.....	50
Quadro 7 - Dados dimensionais dos mecanismos existentes	72

LISTA DE ABREVIATURAS

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CP	Corpo de prova
CG	Centro de Gravidade
DCL	Diagrama de Corpo Livre
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
IEMI	Instituto de Estudos em Marketing Industrial
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LAMEC	Laboratório de Ensaio Mecânicos
LPOL	Laboratório de Polímeros
MOVERGS	Associação das Indústrias de Móveis do Estado do Rio Grande do Sul
MDF	<i>Medium Density Fiberboard</i>
MDP	<i>Medium Density Particleboard</i>
PIM	Pesquisa Industrial Mensal
PTFE	Politetrafluoretileno
OSB	<i>Oriented Strand Board</i>
S.A.H.	Sentido Anti-horário
S.H.	Sentido horário
UCS	Universidade de Caxias do Sul

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal
D	Diâmetro médio de espiras
d	Diâmetro do fio da mola
E	Módulo de elasticidade
F	Força
\underline{F}	Impulso
M	Momento ou Torque
U	Trabalho feito pela força de empuxo
a	Aceleração
G	Módulo de cisalhamento
g	Gravidade
$g(t - \tau)$	Função resposta ao impulso
I_G ou I	Momento de Inércia de Massa
k	Rigidez
L ou l	Comprimento
m	Massa
N_a	Número de espiras ativas
P	Peso
t	Tempo
v_o	Velocidade inicial
v	Velocidade
W	Espessura do CP para ensaio de impacto ASTM D256
x_o	Posição inicial
x	Posição
x_1	Posição 1
x_2	Posição 2
$x(t)$	Função deslocamento
Z	Distância até o raio do entalhe do CP para ensaio de impacto ASTM D256
α	Aceleração angular
ρ	Massa específica
μ	Coefficiente de atrito

τ Tempo arbitrário
 ω Velocidade Angular

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	16
1.2	JUSTIFICATIVA	17
1.3	OBJETIVO GERAL	18
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1	MATERIAIS DE ENGENHARIA.....	19
2.1.1	Metais e suas ligas	19
2.1.2	Elastômeros.....	19
2.1.3	Poliamida (náilon)	20
2.1.4	Politetrafluoroetileno (Teflon)	20
2.2	TRIBOLOGIA	21
2.2.1	Atrito	21
2.2.2	Desgaste	22
2.3	DINÂMICA DOS CORPOS RÍGIDOS.....	23
2.3.1	Equilíbrio dinâmico	24
2.3.2	Princípio do impulso e quantidade de movimento	24
2.3.3	Vibrações sob condições forçantes.....	26
2.4	FONTES DE ENERGIA POTENCIAL.....	27
2.4.1	Empuxo	28
2.4.2	Molas de borracha.....	28
2.4.3	Força eletromagnética.....	29
2.4.4	Deflexão de uma haste.....	29
2.5	TRABALHOS CORRELATOS.....	30
2.5.1	Elementos elásticos alternativos.....	30
2.5.2	Mecanismos existentes	33
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	35
3.1	OBJETO DE ESTUDO	35
3.1.1	Análise dos mecanismos existentes	36
3.1.2	Estudo do movimento de uma porta de correr	36

3.1.3	Desenvolvimento e seleção dos conceitos.....	36
3.2	ENSAIO DE MATERIAIS	38
3.2.1	Comportamento de ímã	38
3.2.2	Ensaio de resistência ao impacto.....	39
3.3	PROJETO DO PRODUTO	39
3.4	PROTÓTIPO E TESTE DE VALIDAÇÃO	40
4	RESULTADOS.....	41
4.1	ANÁLISE DOS MECANISMOS EXISTENTES	41
4.1.1	Determinação de constante de mola	42
4.2	ANÁLISE DO MOVIMENTO DE UMA PORTA DE CORRER.....	46
4.3	SELEÇÃO DO CONCEITO.....	50
4.4	ENSAIO DE MATERIAIS	51
4.4.1	Ensaio de resistência ao impacto.....	51
4.4.2	Comportamento de ímã	53
4.5	PROJETO DO PRODUTO	55
4.5.1	Seleção dos materiais	55
4.5.2	Detalhamento.....	56
4.6	PROTÓTIPO.....	56
4.7	TESTE DE VALIDAÇÃO.....	57
4.7.1	Rodízio comum (sem sistema anti descarrilamento).....	59
4.7.2	Rodízio com par de molas helicoidais.....	60
4.7.3	Rodízio com haste flexível.....	60
4.7.4	Protótipo.....	61
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	64
5.1	TRABALHOS FUTUROS.....	65
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	66
	APÊNDICE A	70
	APÊNDICE B.....	71
	APÊNDICE C	72
	APÊNDICE D	73

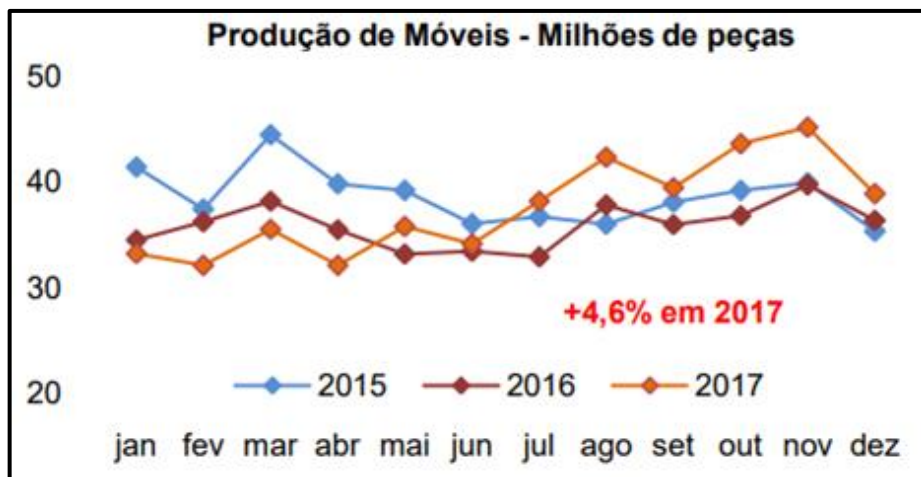
APÊNDICE E.....	74
APÊNDICE F.....	75

1 INTRODUÇÃO

O mercado moveleiro vem apresentando bons resultados nos últimos anos, mesmo durante os períodos de dificuldade econômica no Brasil. Conforme a Pesquisa Industrial Mensal (PIM) do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), em junho de 2018, o setor moveleiro avançou além da média, a 28,5%, recuperando-se da queda de 18% registrada em maio do mesmo ano devido à paralisação dos transportes rodoviários (HANGAI, 2018).

O fornecimento de ferragens para o comércio e indústria segue os indicadores do setor moveleiro. Alguns produtos são comercializados por grande parte das empresas, os quais possuem funcionalidade simples e baixo custo. Em contrapartida, as empresas podem destacar-se oferecendo produtos com soluções para evitar problemas típicos de manuseio de móveis em geral. Segundo estudos da Associação das Indústrias de Móveis do Estado do Rio Grande do Sul (MOVERGS) em parceria com o Instituto de Estudos em Marketing Industrial (IEMI), no ano de 2017 a produção de móveis avançou 4,6% em volume de itens fabricados (Figura 1) e 11,2% em valores. Isso mostra o potencial da comercialização de ferragens, visto que o aumento na produção de móveis está diretamente associado ao comércio das mesmas.

Figura 1 - Produção de móveis no ano de 2017



Fonte: MOVERGS (2017)

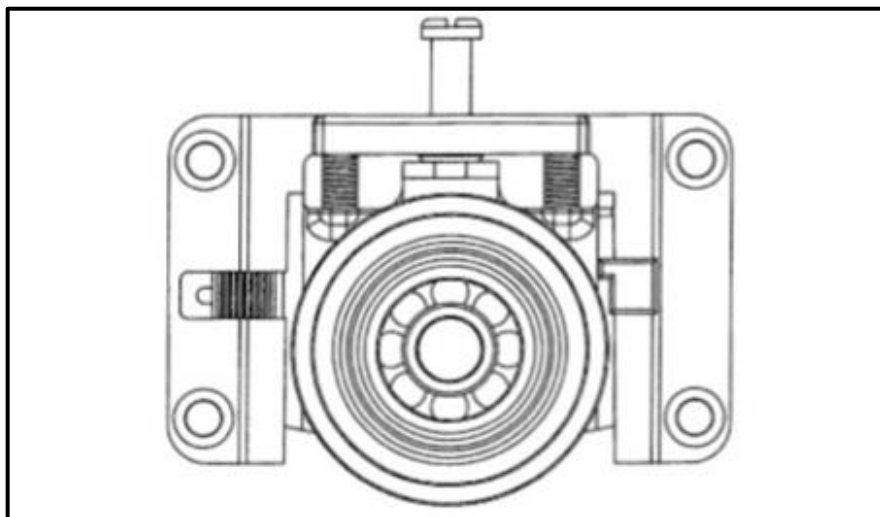
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

De acordo com Smardzewski (2015), as portas de correr apresentam a vantagem de requerer um menor espaço para sua utilização e exercendo a mesma funcionalidade quando comparadas às portas com dobradiças. Devido às tendências de otimização de espaço observadas na arquitetura e *design* de interiores, as portas de correr vêm ganhando notório

espaço, o que impulsiona a comercialização de rodízios deslizantes para esses móveis. Apesar das vantagens apresentadas, as portas deslizantes possuem uma falha principal: o descarrilamento.

Dentre as principais causas do descarrilamento estão o manuseio com força excessiva, existência de desníveis no assoalho ou no próprio móvel e obstruções na canaleta do trilho onde o sistema desliza. Como solução, as roldanas podem ser dotadas com um mecanismo que impede a saída dos trilhos por onde deslizam para se movimentarem (RIGO, 2009). Duas empresas já desenvolveram produtos com sistema anti-descarrilamento, baseando-se na atuação de elementos elásticos, e registraram patente dos mesmos: uma utiliza um par de molas helicoidais (Figura 2) e outra uma haste flexível.

Figura 2 - Vista ortogonal frontal de roldana com sistema anti-descarrilamento por meio da atuação de molas helicoidais.



Fonte: Rigo (2009).

1.2 JUSTIFICATIVA

Com base nos dados da indústria e tendências do *design* de móveis, a Renna Alumínio e Componentes tem o objetivo de introduzir uma linha de roldanas para portas deslizantes, sendo uma dessas com sistema anti-descarrilamento. Devido às limitações de patente, custos e diferentes materiais disponíveis para construção faz com que o desenvolvimento desse produto demande um estudo de projeto, assim garantindo que o item final possa ser comercializado sem limitações jurídicas – devido as patentes – e atenda aos requisitos do mercado.

Com o objetivo principal de solucionar o problema de descarrilamento, diferentes mecanismos e hipóteses podem ser avaliados, podendo-se obter soluções mais eficientes que as

disponíveis atualmente no mercado. Assim como acontece em grande parte dos mercados no Brasil, a indústria moveleira é muito sensível a preços e as soluções oferecidas nos itens comercializados. O ganho econômico da empresa é diretamente proporcional ao preço que consegue oferecer e/ou as soluções oferecidas em seus itens, sendo a segunda a que se pode obter um faturamento mais expressivo.

Motivado pelos dados e a demanda do setor mobiliário, o presente trabalho é de grande importância para a empresa, que pode ampliar seu mercado de atuação, assim mantendo a tendência de crescimento da mesma. Observa-se que mesmo com soluções já disponíveis, o mercado ainda é amplo para se atuar com mecanismos que evitem o descarrilamento. Ademais, no caso de associar um baixo custo a esse item, a empresa pode tornar-se líder de mercado no comércio de sistemas para porta de correr. Além disso, a aplicação dos conceitos aprendidos durante a graduação e a oportunidade de agregar conhecimento de engenharia à área de atuação do autor motivam a realização deste trabalho.

1.3 OBJETIVO GERAL

Desenvolver e dimensionar um sistema de roldana deslizante, para aplicação em portas de correr, capaz de evitar o descarrilamento.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) estudar o movimento de uma porta de correr e as causas do descarrilamento;
- b) estudar e analisar os produtos existentes no mercado;
- c) identificar e avaliar alternativas para evitar o descarrilamento;
- d) obter as propriedades de materiais a serem aplicados no projeto;
- e) selecionar um conceito e desenvolver um protótipo para análise;
- f) definir procedimento(s) de teste do produto;
- g) submeter o protótipo ao teste de validação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 MATERIAIS DE ENGENHARIA

Segundo Callister (2008), torna-se necessário conhecer as características dos materiais e projetar o membro a partir do qual ele é feito, tal que qualquer deformação resultante não seja excessiva. Shackelford (2008) distingue-os em cinco categorias: metais, cerâmicas, polímeros, compósitos e semicondutores. Para Ashby e Jones (2007), antes de tomar as decisões finais de projeto, deve-se buscar as especificações detalhadas dos materiais.

2.1.1 Metais e suas ligas

Segundo Murray (1993), no estado sólido, os metais possuem uma estrutura cristalina, ou seja, os átomos ocupam posições bem definidas, o que é responsável pela facilidade na determinação de suas propriedades. Para Groover (2017), algumas ligas não ferrosas possuem resistência à corrosão e/ou razão resistência/peso que as tornam competitivas para aplicações com solicitação de tensões moderadas a elevadas. Santos (2015) cita que a maioria das estruturas metálicas é projetada para assegurar apenas uma deformação elástica. Assim, torna-se fundamental conhecer o nível de tensão onde inicia a deformação plástica, fenômeno definido como escoamento. Ashby e Jones (2007) definem as propriedades sensíveis à estrutura, como aquelas que são critérios importantes para o projeto de engenharia, como: limite de escoamento e resistência à tração e fadiga.

2.1.2 Elastômeros

Dentre os polímeros, destaca-se a categoria dos elastômeros, que, de acordo com Ashby e Jones (2007), são materiais com ligações cruzadas, as quais proporcionam uma “memória”, de forma que o mesmo volte a sua forma original ao ser descarregado de um esforço. Hofmann (1989) caracteriza um elastômero ideal como aquele que não apresenta propriedades de fluência, relaxação de tensão ou deformação permanente. Contudo, na prática, isso é impossível. Ferrante (2002) caracteriza a fluência de um polímero como a deformação lenta sob carga constante. Já a relaxação de tensões ocorre quando ao remover uma carga o material recupera parcial ou totalmente a deformação sofrida, mas não imediatamente. Para Nagdi (1993), os resíduos na deformação de um elastômero definem a deformação permanente,

que é caracterizada pela capacidade de o material recuperar-se, total ou parcialmente, de um esforço compressivo. Adicionalmente, Murray (1993) cita que um elastômero não obedece à lei de Hooke e possui módulo baixo e difícil de definir. Para Nagdi (1993), a combinação de diferentes propriedades torna essa categoria interessante para diversas aplicações de engenharia, como: vedação e absorção de choques ou vibrações. Contudo, o comportamento viscoelástico é uma característica dos elastômeros, e, assim como outras classes de polímeros, tensões e/ou deformações aplicadas por longos períodos de tempo podem ocasionar algum grau de deformação permanente. Por fim, Almeida e Souza (2015) concluem que variações no processamento, na temperatura, nos esforços aplicados, o tempo de aplicação e até a umidade do ar podem afetar as propriedades desses materiais, que possuem uma matriz polimérica.

Para Barbetti (2005), as borrachas, quando sob uma carga de compressão, expandem lateralmente, dessa forma, torna-se fundamental prover o espaço (folga) necessário para o fenômeno conhecido como abaulamento. Ademais, Bertoni (2010) cita que para carregamentos de compressão, o mesmo princípio de tensão é aplicado, quanto maior a dureza, menor é a deformação ou distorção do elastômero.

2.1.3 Poliamida (náilon)

Segundo Nunes e Lopes (2014), o náilon possui origem sintética, sendo obtida a por meio de reações de polimerização. Callister e Rethwisch (2016) afirmam que as poliamidas apresentam boa resistência mecânica, resistência à abrasão e tenacidade, além de baixo coeficiente de atrito. Ademais, os náilons formam uma estrutura esferulítica quando se cristalizam a partir de uma massa fundida. Adicionalmente, com base nos dados apresentados por Almeida e Souza (2015), a energia de fratura do náilon pode ser comparada à de ossos e dentes e por possuir uma energia de fratura maior que sua resistência mecânica, caracteriza-se o material como dúctil e que se deforma antes de romper. Por fim, Bassani, Pessan e Júnior (2002) citam que esse tipo de material é altamente higroscópico e sensível ao entalhe, sendo, dúcteis quando não entalhados, mas fraturam de maneira frágil quando entalhados.

2.1.4 Politetrafluoroetileno (Teflon)

Desale e Pawar (2018) citam que os polímeros são comumente utilizados como lubrificantes. Não apenas o coeficiente de atrito, mas as propriedades mecânicas e resistência à fadiga e ao desgaste também são parâmetros fundamentais. O politetrafluoroetileno (PTFE), ou

Teflon, é um material auto-lubrificante, com baixo coeficiente de atrito, boa resistência à corrosão e inerte quimicamente. Entretanto, sua aplicação é limitada devido a suas propriedades mecânicas fracas, alto coeficiente de expansão linear e baixa resistência à abrasão e desgaste, esta que pode ser significativamente melhorada com a adição de aditivos.

2.2 TRIBOLOGIA

Segundo Stachowiak e Batchelor (2001), a tribologia é o estudo que aborda o atrito, o desgaste e a lubrificação. A importância do estudo de superfícies que interagem com alguma forma de movimento, como mecanismos de deslizamento ou rolagem, é justificada pelo fato de que os equipamentos sofrem desgaste, na maioria das vezes, devido ao contato de superfícies. Para Radi et. al (2007), algumas contribuições de Leonardo da Vinci são fundamentais para a tribologia, como: estabelecer a importância dos lubrificantes para diminuir a força de atrito; considerar o efeito de rugosidade no deslizamento e; demonstrar que a interposição de esferas entre corpos diminui a resistência ao movimento. Ferrante (2002) define rugosidade superficial como a inevitável presença de irregularidades em sua superfície, podendo ser expressa como a média dos desvios entre as superfícies real e média. Ademais, Oliveira e Silva (2015) definem que o atrito, desgaste e lubrificação são o trinômio com quais os engenheiros mecânicos deparam-se durante as etapas do desenvolvimento de projetos. Compreender e propor soluções para os mesmos é vital para sua atuação profissional. Dessa forma, a compreensão e uma crítica real à apreensão dos conhecimentos advindos da tribologia podem contribuir para sanar problemas técnicos dos mecanismos.

2.2.1 Atrito

Para Tipler e Mosca (2011), o atrito é um fenômeno complexo que surge a partir da atração entre as moléculas de duas superfícies em contato. Destaca-se que objetos comuns, que parecem lisos, são ásperos e corrugados em escala microscópica, assim, durante o contato, apenas as saliências das superfícies se tocam. Bauer, Westfall e Dias (2012) acrescentam que a força de atrito é independente da área de contato entre superfícies e de sua velocidade, mas dependentes da aspereza. Conforme Norton (2013), uma peça rolando sobre a outra, sem escorregamento, apresenta um coeficiente de atrito muito baixo, contudo para o atrito de rolamento, a rugosidade superficial tem um efeito considerável. Por outro lado, Stachowiak e Batchelor (2001) definem o atrito como a dissipação de energia entre dois corpos deslizantes,

sendo este a principal causa de desgaste. Economias consideráveis podem ser feitas a partir da melhoria do controle de atrito.

2.2.2 Desgaste

Para Garcia, Spim e Santos (2012), o desgaste está relacionado com a perda progressiva de massa, que pode acarretar em danos superficiais e alterações dimensionais, que comprometem a operacionalidade dos componentes. Em vista disto, a preocupação com o atrito é corrente no ambiente industrial. Shackelford (2008) define o desgaste como uma forma física de degradação do material, sendo definido como a remoção de material da superfície por causa da ação mecânica. O quadro 1 mostra as quatro formas principais de desgaste, as condições para que os mesmos aconteçam e as consequências às superfícies.

Quando superfícies (limpas) são pressionadas uma contra a outra por uma carga, algumas asperezas em contato tenderão a aderir umas às outras devido às forças de atração entre os átomos superficiais dos materiais. [...] Algumas vezes, uma partícula de um dos materiais será quebrada e permanecerá livre como escombros na interface, podendo, então, riscar a superfície e cavar sulcos em ambas as peças. Esse dano é chamado de ecureamento da superfície. (NORTON, 2013, p.426-427)

Quadro 1 - Tipos de desgaste

Tipo de desgastes	Condição para ocorrer o desgaste	Consequência
Adesivo	Duas superfícies lisas deslizando uma sobre a outra.	Fragmentos são retirados de uma superfície e aderidos à outra
Abrasivo	Uma superfície rugosa e dura desliza sobre outra mais lisa	Série de sulcos formados na superfície lisa.
Por fadiga da superfície	Deslizamento ou rolagem repetitiva sobre uma trilha	Trincas na superfície, ou abaixo da mesma, ocasionando o rompimento da superfície.
Corrosivo	Deslizamento em um ambiente corrosivo.	Deslizamento rompe as camadas de passividade, mantendo alta taxa de corrosão

Fonte: Adaptado de Shackelford (2008)

A falha por desgaste é um termo que abrange uma grande faixa de fenômenos complexos de danos relacionados à superfície. Tanto o dano da superfície quanto os

fragmentos do desgaste podem constituir falha de materiais voltados para aplicações de contato deslizante. (Shackelford, 2008, p.190)

2.3 DINÂMICA DOS CORPOS RÍGIDOS

Para Norton (2010), na prática do projeto de engenharia deve-se primeiramente considerar o movimento desejado e suas consequências, para, então, investigar as forças relacionadas. Rao (2009) define o número mínimo de coordenadas independentes requerido para se definir as posições de um sistema a qualquer instante como os graus de liberdade, essenciais para compreensão do movimento de um mecanismo. Ainda, Norton (2013) afirma que as solicitações que agem sobre um sistema mecânico podem ser constantes ou variáveis. Ademais, devem-se determinar as forças e binários presentes nos elementos de um sistema.

Norton (2010) classifica os modelos dinâmicos como uma simplificação de peças complicadas para tornar a análise dinâmica conveniente. O modelo dinamicamente equivalente, entre corpo e modelo, deve: ter as massas iguais; o centro de gravidade (CG) deve estar na mesma posição; e o momento de inércia de massa deve ser o mesmo. De acordo com Savi e Paula (2017), a modelagem de um sistema dinâmico pode ser feita a partir de elementos concentrados que representam os principais aspectos físicos do mesmo. Dentre elas é importante destacar: a capacidade de restituição, a dissipação de energia e a inércia. Essas características, de um ponto de vista qualitativo, representam os principais aspectos dinâmicos. A partir da definição dos componentes discretos, conforme o quadro 2, é possível descrever a dinâmica de um sistema mecânico representando essas características.

Quadro 2 - Componentes discretos de um sistema mecânico

Elemento	Atuação	Relaciona
Elemento Elástico (molas)	Forças de restituição	Forças e deslocamentos
Elemento dissipador (amortecedores)	Dissipação de energia	Forças e velocidades e/ou deslocamentos
Elemento de inércia	Inércia do sistema	Forças e acelerações

Fonte: Adaptado de Savi e Paula (2017)

Meriam e Kraige (1999) destacam que é preciso pensar na situação física e na descrição matemática correspondente para a solução de problemas de dinâmica. Uma abordagem eficaz envolve uma sequência lógica, em que, a partir dos dados fornecidos, buscam-se os resultados desejados através dos diagramas e cálculos necessários para obterem-

se respostas e conclusões. Hibbeler (2005) afirma que, de forma resumida, equações escalares descrevem o movimento plano geral de um corpo rígido simétrico. Outrossim, Groehs (2001) cita que as mesmas são estabelecidas a partir da segunda lei de Newton. Segundo Norton (2013), para uma análise dinâmica, as acelerações lineares e angulares devem ser conhecidas ou calculadas para cada elemento antes de se fazer a análise das solicitações.

2.3.1 Equilíbrio dinâmico

Jean le Rond d'Alembert foi um matemático francês que rearranjou as equações de Newton, criando uma situação análoga à estática. Segundo Norton (2010), a motivação para a manipulação algébrica de d'Alembert era fazer o problema dinâmico se parecer com o estático, no qual o somatório de forças e torque fosse zero. Igualmente, Silva (2017) afirma que as resultantes nulas das forças e torques, que agem sobre um corpo rígido, caracterizam o equilíbrio do mesmo, matematicamente definido pelas equações 1 e 2.

$$\sum F - m \cdot a = 0 \quad (1)$$

$$\sum M - I_G \cdot \alpha = 0 \quad (2)$$

onde, F são as forças que atuam no sistema, m a massa do corpo rígido, a é a aceleração à qual o corpo é submetido, M são os momentos que atuam no sistema, I_G é o momento de inércia de massa do corpo e α é a aceleração angular à qual o corpo é submetido.

2.3.2 Princípio do impulso e quantidade de movimento

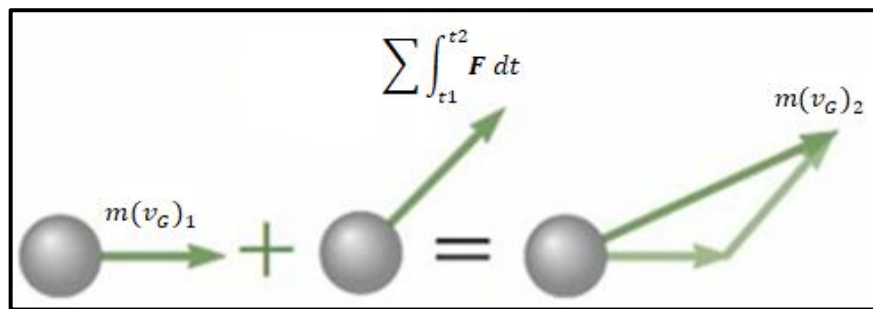
Segundo Beer, Johnston Jr. e Cornwell (2012), o princípio de impulso e quantidade de movimento pode ser usado para resolver problemas que envolvem força, massa, velocidade e tempo, sendo de particular interesse para solução de problemas que envolvem movimento impulsivo e impacto. O momento impulsivo pode ser definido como aquele que age sobre uma partícula, em um determinado intervalo de tempo muito curto, que seja grande o suficiente para produzir uma variação na quantidade de movimento. Para Hibbeler (2011) a quantidade de movimento linear de um corpo rígido é determinada somando-se vetorialmente as quantidades lineares de todas as partículas do corpo. A figura 3 ilustra esse princípio, que é mostrado para

uma partícula. Por fim, a equação 3, é referida como o princípio de impulso e quantidade de movimento linear, a qual estabelece que a soma de todos os impulsos criados pelo sistema de forças externas que atuam sobre o corpo, durante um intervalo de tempo, é igual à variação na quantidade de movimento linear do mesmo.

$$m(v_G)_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{F} dt = m(v_G)_2 \quad (3)$$

em que, $m(v_G)_1$ é a quantidade de movimento linear inicial do corpo, $\sum \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{F} dt$ é o impulso à qual o corpo é submetido e $m(v_G)_2$ é a quantidade de movimento linear final do corpo após cessado o(s) impulso(s).

Figura 3 - Influência de um impulso para a quantidade de movimento de uma partícula



Fonte: Adaptado de Beer, Johnston e Cornwell (2012)

Em vista disso, Nelson et al. (2013) define a quantidade de movimento angular como o momento em relação a um determinado ponto do vetor de quantidade de movimento linear. Assim, a soma dos momentos das forças externas que atuam sob uma partícula em relação a um ponto fixo é igual à taxa de variação na quantidade de movimento angular. Igualmente, para Hibbeler (2011), a soma dos impulsos angulares atuando sobre um corpo durante um intervalo de tempo é igual à variação da quantidade de movimento angular. A equação 4 refere-se ao princípio do impulso e quantidade de movimento angular.

$$I_G \omega_1 + \sum \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{M} dt = I_G \omega_2 \quad (4)$$

onde, $I_G \omega_1$ é a quantidade de movimento angular inicial do corpo, $\sum \int_{t_1}^{t_2} \mathbf{M} dt$ é o impulso angular o qual o corpo é submetido e $I_G \omega_2$ é a quantidade de movimento angular final do corpo.

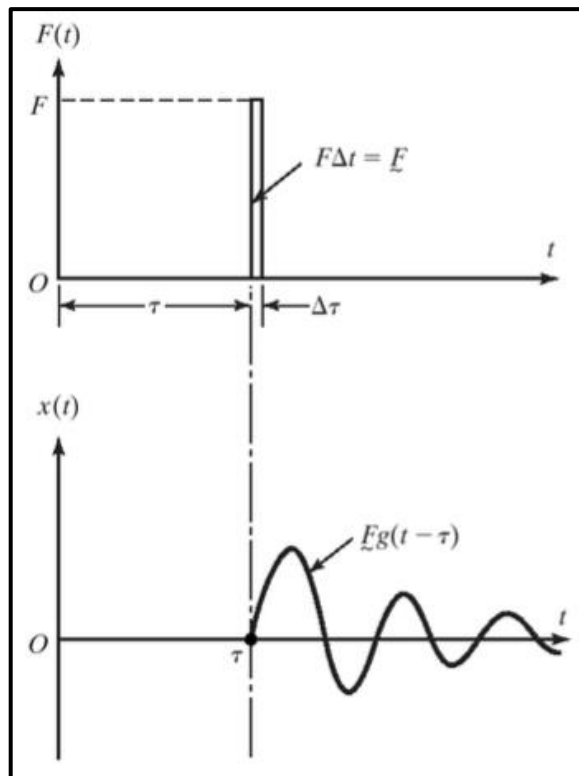
2.3.3 Vibrações sob condições forçantes

Rao (2009) define que uma força excitadora não periódica age apenas durante um período especificado. Como exemplo, cita-se o impulso, o qual possui grande magnitude e age em um curto período de tempo, alterando a velocidade do sistema no momento em que é aplicado. Adicionalmente, Savi e Paula (2017) definem que um forçamento arbitrário pode ser representado por diversos impulsos aplicados em diferentes instantes de tempo, o qual pode ser entendido como uma condição inicial para início da vibração livre. O deslocamento $x(t)$, após um impulso \underline{F} , aplicado em um tempo arbitrário, é definida pela equação 5 e mostrada na figura 4, considerando que a posição $x = 0$ seja verdadeira até o impulso ser aplicado.

$$x(t) = \underline{F}g(t - \tau) \quad (5)$$

onde $g(t - \tau)$ é a função resposta ao impulso no tempo decorrido $(t - \tau)$.

Figura 4 - Resposta de um impulso



Fonte: Rao (2009)

Kelly (2017) cita que caso a frequência de excitação for igual à frequência natural do sistema, esse entrará em ressonância. Para Groehs (2001), além de cargas variáveis no tempo,

tensões dinâmicas e deslocamentos em uma estrutura podem ser induzidos por movimentos em seus pontos de apoio. Seto (1971) define as vibrações auto-excitadas como aquelas que tiram sua energia de fontes externas por seus próprios movimentos periódicos. Em outras palavras, a força de excitação é uma função do deslocamento, velocidade, ou da aceleração do sistema, que será considerado estável caso amplitude de vibração decresça com o tempo.

Seto (1971) cita que a vibração livre é um movimento periódico que se observa quando um sistema é deslocado de sua posição de equilíbrio estático. Em contrapartida, Kelly (2017) caracteriza a vibração forçada como aquela que é iniciada por uma força ou movimento externo. Ademais, no caso de a entrada ser indeterminada, as vibrações podem ser consideradas aleatórias. Rao (2009) define a carga de choque como uma força que é aplicada por uma curta duração. Esta é responsável por um aumento representativo no deslocamento, velocidade, aceleração e tensão de um sistema mecânico. Por consequência, Sotelo Jr. e França (2006) citam que quando cessada a ação de uma força transitória, o sistema tende a retornar à sua posição de equilíbrio.

2.4 FONTES DE ENERGIA POTENCIAL

Conforme Kelly (2017), em um sistema mecânico, os componentes de rigidez são aqueles que armazenam energia potencial. Uma força, restitutiva ou conservativa, desempenhada por esses componentes, "puxam" o mecanismo de volta para o equilíbrio. As molas são os exemplos mais comuns, porém a gravidade e o empuxo, por serem exemplos de forças conservativas, têm sua função associada à energia potencial. De forma geral, segundo Aranha et al (2016), todos os materiais apresentam algum tipo de flexibilidade ou região elástica, quando submetidos à uma solicitação, seja ela compressiva ou de tração. O elemento mecânico típico com essas características é a mola, que pode apresentar comportamento linear, conforme a lei de Hooke, ou não linear, que apresenta diferentes constantes elásticas (k) dependendo da força aplicada.

Collins, Busby e Staab (2006) citam que arames enrolados e carregados através de forças ou momentos torcionais, vigas chatas finas (biapoiadas ou engastadas) carregadas em flexão, e barras redondas ou tubos carregados em torção, exercem um "comportamento de mola". Adicionalmente, de acordo com Kelly (2017), molas, barras sob um movimento longitudinal, eixos em movimento rotatório, vigas sendo submetidas a vibrações, a gravidade, o empuxo e um capacitor de placas paralelas são exemplos de elementos que armazenam energia potencial.

2.4.1 Empuxo

White (2018) cita que um corpo imerso em um fluido está sujeito a uma força de empuxo vertical igual ao peso do fluido que ele desloca; e um corpo flutuante desloca seu próprio peso no fluido que desloca, conhecidas as leis de empuxo descobertas por Arquimedes. Conforme Kelly (2017), a força de empuxo ocorre por causa da variação de pressão hidrostática. Essa força é conservativa, a qual tem uma função associada de energia potencial. A equação 6 mostra que o trabalho feito pela força de empuxo à medida que o centro de gravidade de um cilindro se move entre duas posições (x_1 e x_2) é independente da trajetória.

$$U_{1-2} = \frac{1}{2} \rho g A x_1^2 - \frac{1}{2} \rho g A x_2^2 \quad (6)$$

em que, U é o trabalho feito pela força de empuxo, ρ é a densidade do fluido, g é a gravidade, A é a área da seção transversal do cilindro e x_1 e x_2 são as posições a partir de um mesmo referencial. Assim sendo, o efeito no cilindro é o mesmo de uma mola linear de rigidez $\rho g A$. As oscilações do cilindro na interface líquido-gás podem ser modeladas por um sistema massa mola de um grau de liberdade.

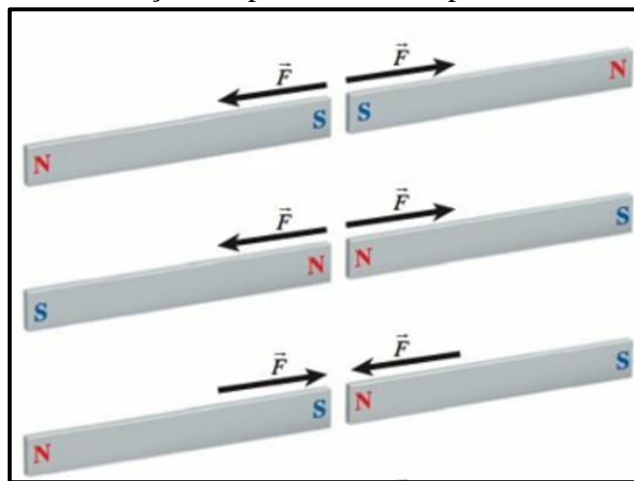
2.4.2 Molas de borracha

Conforme Bertoni (2010), as molas poliméricas apresentam diversas vantagens, como: baixo custo, fácil acesso de materiais no mercado, montagem compacta e versatilidade. Torna-se possível mudar a rigidez de um conjunto mecânico com alterações da geometria e do número de “molas”. Barbetti (2005) cita que, além da fácil montagem, um coxim de borracha ocupa pouco espaço e possui custo relativamente baixo. Segundo Lindley (1978 apud Barbetti, 2005) a borracha natural aplicada em coxins de polímero, quando comparadas às molas metálicas, fornece o mesmo efeito mecânico, além de não requerer manutenção. Ademais, a borracha é altamente elástica e possui excelente resistência à fadiga, cortes e rasgamento. Ainda, Choi et al (2015) citam que uma pré-compressão contribui na capacidade de retornar um mecanismo para o equilíbrio. Ademais, quanto maior essa pré-compressão, maior será a rigidez da mola de borracha. Por conseguinte, segundo Freitas Junior (2006), as molas de borracha, como as molas auxiliares, possuem rigidez não-linear definidas pela geometria e densidade da peça. Diante disso, destaca-se ainda que alta histerese compromete a eficiência dinâmica e o bom desempenho de um elemento mecânico.

2.4.3 Força eletromagnética

Conforme Serway e Jewett Jr. (2017), o campo de força que age entre ímãs denomina-se magnetismo ou campo magnético. Bauer, Westfall e Dias (2012) citam que ímãs permanentes interagem entre si, a uma dada distância, sem se tocar. Adicionalmente, polos magnéticos do mesmo tipo se repelem, enquanto polos diferentes atraem-se. O princípio de atração e repulsão entre ímãs é mostrado na figura 5.

Figura 5 - Atração e repulsão entre os polos de dois ímãs.



Fonte: Adaptado de Bauer, Westfall e Dias (2012)

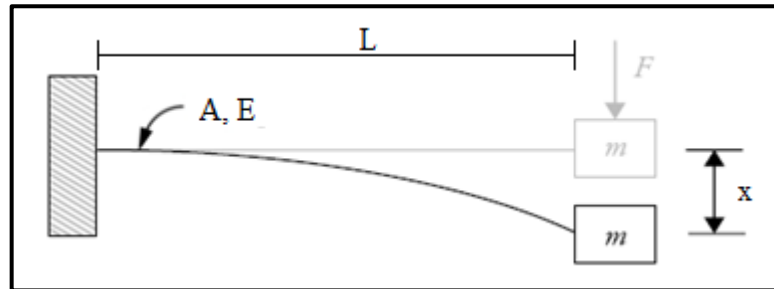
Segundo Halliday, Resnick e Walker (2016), os campos magnéticos dos elétrons dos ímãs se somam, assim produzindo um campo magnético no espaço que cerca do material. Conseqüentemente, uma força de atração ou repulsão é produzida. Tipler e Mosca (2009) citam que a magnitude de um campo magnético pode ser aumentada ou diminuída aproximando ou afastando as superfícies de ímãs. Ademais, Fowler (2013) afirma que a força de repulsão entre dois polos magnéticos varia inversamente ao quadrado da distância entre os mesmos. Ademais, materiais ferromagnéticos, como ferro, níquel, cobalto e suas ligas, retêm magnetismos mais intensos. Por fim, Tipler e Mosca (2009) citam que um campo remanente é desejável em ímãs permanentes.

2.4.4 Deflexão de uma haste

A Figura 6 mostra um bloco de massa m conectado a uma extremidade por meio de uma haste. Conforme Kelly (2017), no caso de a massa da haste ser pequena em comparação ao bloco, sua inércia torna-se insignificante e a haste comporta-se como uma mola discreta.

Savi e Paula (2017) citam que para determinar a rigidez equivalente, o deslocamento equivalente é avaliado a partir de uma força estaticamente aplicada na extremidade da haste. A equação 7 define a rigidez de uma haste, quando submetida à situação mostrada na figura 6. Analogamente, a equação 8 é utilizada para determinar a força exigida para deslocar a haste por x .

Figura 6 - Conjunto massa-haste deslocado devido a aplicação de uma força



Fonte: Adaptado de Savi e Paula (2017)

$$k = \frac{AE}{L} \quad (7)$$

$$F = \frac{AE}{L} x \quad (8)$$

onde k é a rigidez da haste, A e L são, respectivamente, a área da seção transversal e o comprimento da haste, E o módulo de elasticidade do material da haste, F a força e x o deslocamento da haste.

2.5 TRABALHOS CORRELATOS

Nessa seção são apresentados alguns estudos, já realizados, com o intuito de obter-se o comportamento de mola por meio de elementos elásticos alternativos, além de uma revisão dos modelos já comercializados com o objetivo de evitar o descarrilamento.

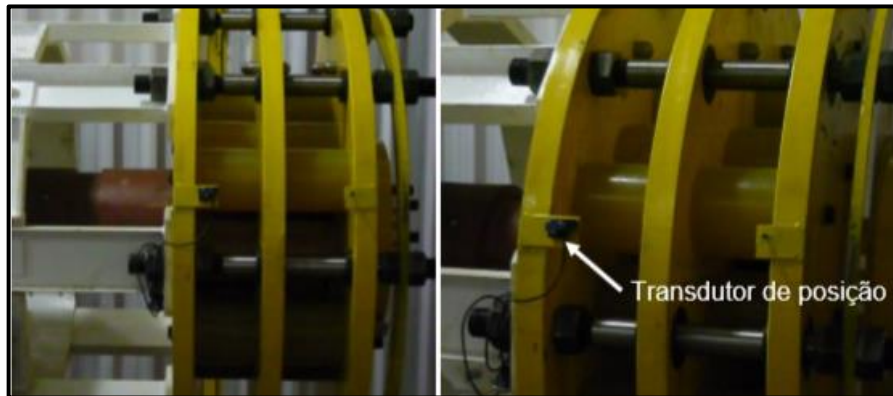
2.5.1 Elementos elásticos alternativos

Um projeto de destaque foi realizado por Bertoni (2010), o qual tinha como objetivo desenvolver uma máquina de ensaios para um *Bend Stiffener*, utilizado em plataformas petrolíferas. Fora necessário acrescentar à bancada um sistema representando o deslocamento

relativo à redução da linha. Dessa forma três modelos de conectores foram propostos para solucionar o problema da compensação: um com molas de aço, outro com cilindros hidráulicos e outro com molas poliméricas de poliuretano.

Bertoni (2010) selecionou o modelo de molas poliméricas, o qual teve como resultado final o módulo de compensação apresentado na figura 7. A motivação para utilização dos elastômeros de PU foram as diversas vantagens desse material ante as desvantagens econômicas dos outros dois conceitos, visto que as molas metálicas deveriam ser customizadas para atender as limitações de espaço e os cilindros hidráulicos seriam robustos de alto custo.

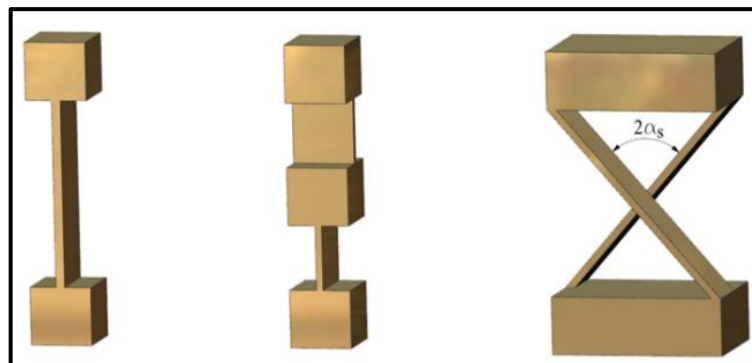
Figura 7 - Módulo de compensação com conjunto ideal de elastômeros de PU



Fonte: Bertoni (2010)

Destaca-se, também, o estudo realizado por Samardžić et al. (2016) que tinha como objetivo utilizar um elemento elástico capaz de melhorar as medições dinâmicas em um túnel de vento. Introdz-se como solução a utilização de hastes flexíveis, sendo as mais comuns mostradas na figura 8. Destaca-se a disposição construtiva de dois eixos flexíveis simétricos cruzados, devido a seu bom desempenho, caracterizados pela sua conformidade no seu grau de liberdade primário e alta rigidez nos graus de liberdade secundários.

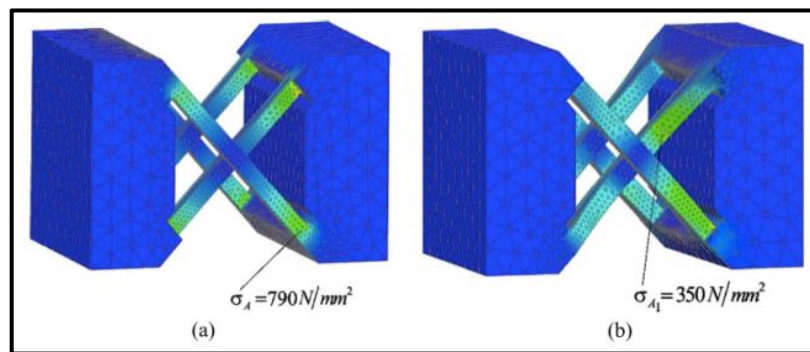
Figura 8 - Hastes flexíveis



Fonte: Samardžić et al. (2016)

Ademais, de acordo com Samardžić et al. (2018), a hastes cruzadas são melhores para se controlar um movimento oscilatório, quando comparadas às hastes simples, e sua construção permite suportar uma carga reversa repentina. Sabendo-se da vantagem dos eixos cruzados, estudaram-se dois modelos - um com seção transversal constante e outro variável. Verificou-se ao final dos ensaios que o modelo com seção variável teve um aumento significativo na rigidez do elemento elástico em seu plano horizontal. Fato observado também, que para uma mesma força, obtém-se um momento fletor duas vezes menor, se comparado ao modelo de seção transversal constante (Figura 9).

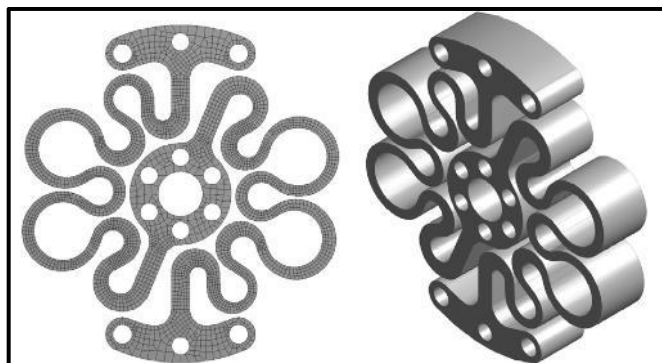
Figura 9 - Tensão máxima nos eixos no plano horizontal. Seção transversal uniforme (a) e seção transversal variável (b)



Fonte: Samardžić et al. (2016)

Por fim, destaca-se o projeto de Irmischer et al. (2018), em que um elemento elástico, que pode ser observado na figura 10, foi desenvolvido. O modelo básico consiste em dois anéis conectados por elementos flexíveis para alcançar um efeito de mola. Diversos modelos foram avaliados para obter-se o modelo final, que foi fabricado em aço-mola e considerado compacto e de baixo custo. Ao fim, ensaios mostraram que a característica de rigidez desse elemento era quase linear.

Figura 10 - Elemento elástico proposto por Irmischer et al.



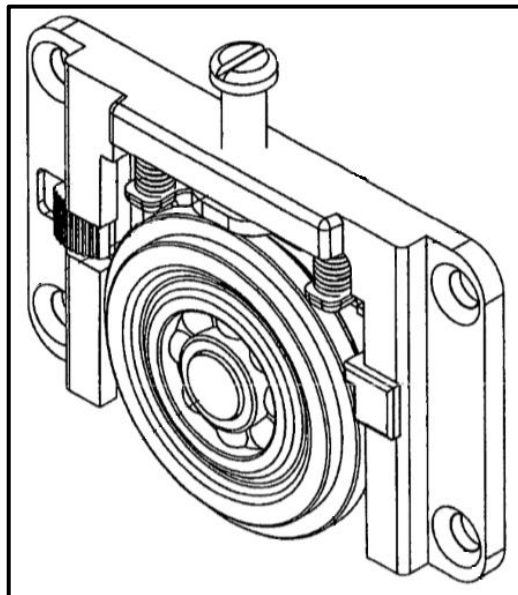
Fonte: Irmischer et al. (2018)

Assim, Juvinall e Marshek (2016) citam que a variedade dos possíveis tipos e projetos de mola é limitada apenas pelo talento e imaginação do engenheiro. As formas de arame são um exemplo de elementos elásticos alternativos, a qual consiste no dobramento de um arame de diversas formas, para obter-se um comportamento de mola. Dessa forma, conforme Norton (2013), qualquer parte feita de um material elástico, construída em configuração particular, pode prover um intervalo de força dentro de um espaço significativo de deflexão e/ou para armazenar energia potencial.

2.5.2 Mecanismos existentes

De modo a evitar o descarrilamento dos carris inferiores, o modelo (Figura 11) propõe uma roldana que evite o descarrilamento, além de não afetar na estética dos móveis, a ser empregada em portas de correr ou com abertura similar. Seu funcionamento é descrito pela atuação de um sistema de mola interna anti-descarrilamento com regulagem de altura e guias superiores que impede a saída dos trilhos por onde deslizam. (RIGO, 2009)

Figura 11 - Representação em perspectiva da roldana com molas helicoidais

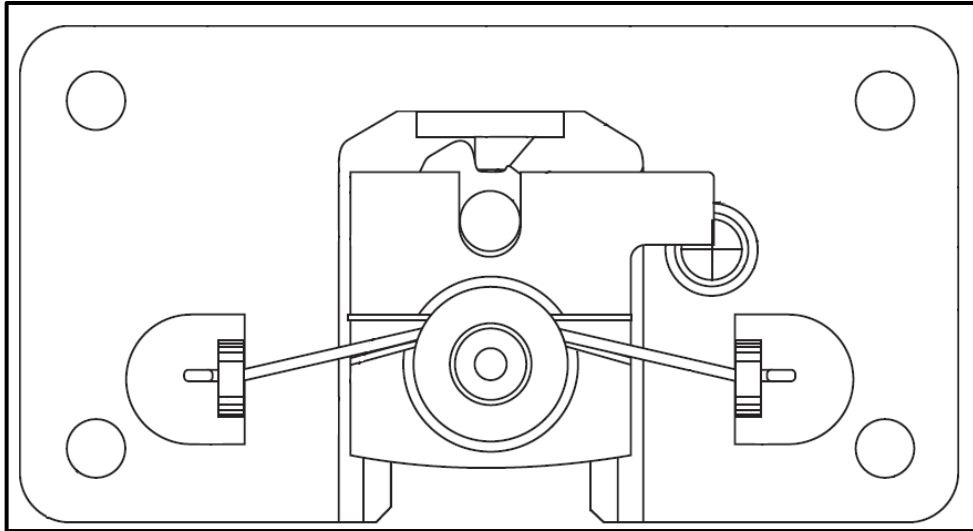


Fonte: Rigo (2009)

Como alternativa ao modelo de molas helicoidais, cita-se a patente modelo de utilidade nº 202016024864-2 U2, a qual revela o uso de uma haste flexível substitutiva das molas convencionais. A montagem do modelo (Figura 12) permite a flexão da haste, a qual faz a função de flexibilidade das molas. Uma vez liberado o parafuso-trava, o sistema anti-

descarrilamento é acionado, podendo ser realizada a regulagem de altura da porta, a qual torna possível a o nivelamento da porta com contato mecânico entre os componentes móveis, tornando o conjunto bem resolvido para a função proposta. (FGVTN BRASIL LTDA., 2018)

Figura 12 - Vista frontal da disposição construtiva do modelo com haste flexível

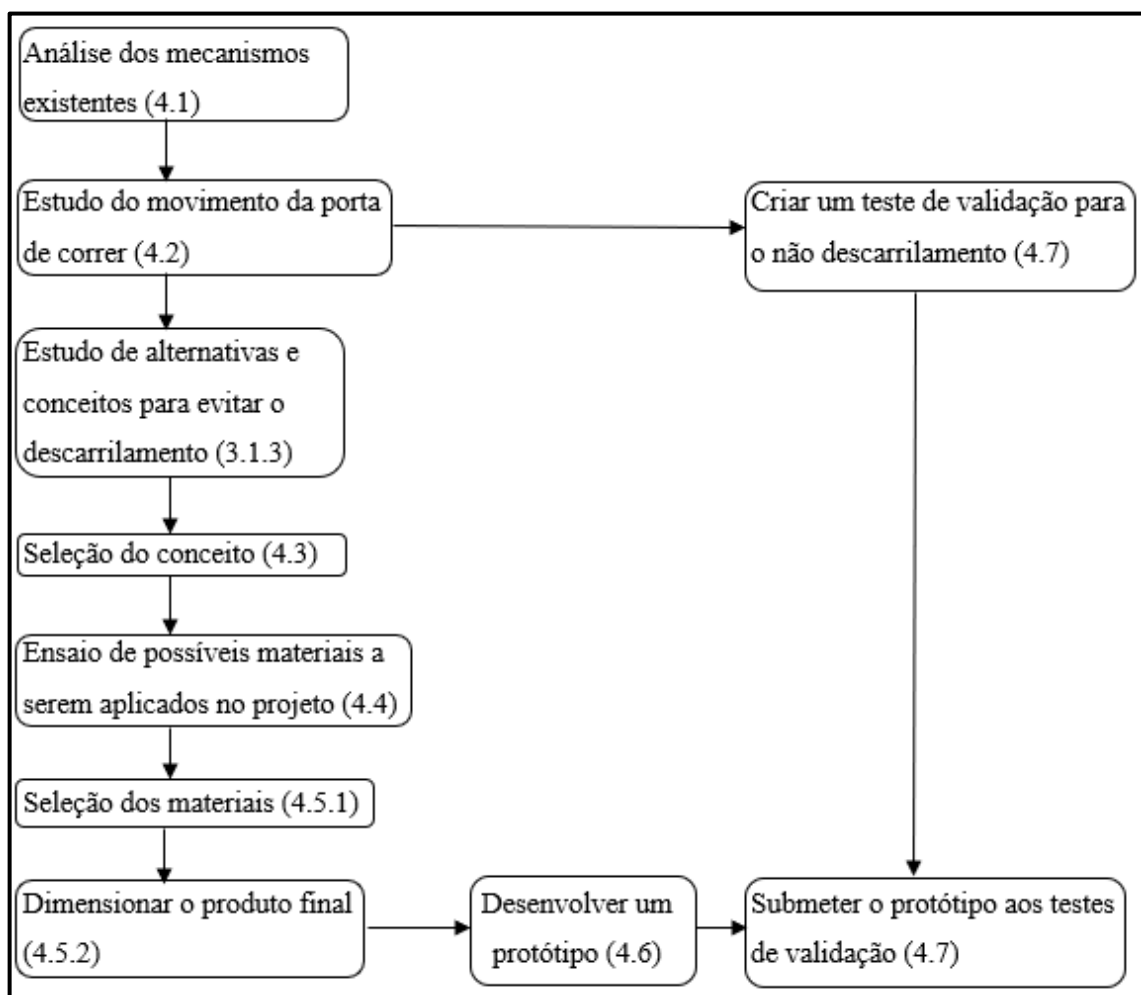


Fonte: Fgvtn Brasil Ltda. (2018)

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A Renna alumínio e componentes tem como meta se inserir no mercado nacional de sistemas para portas de correr. A priori, estima-se que para garantir sucesso na implementação da nova linha, fornecer um mecanismo capaz de evitar o descarrilamento é fundamental, visto que apenas duas empresas atendem a esse requisito do mercado brasileiro. Nessa seção são apresentados os procedimentos – teóricos e experimentais e os recursos utilizados para realização deste trabalho, os quais seguiram os passos mostrados no fluxograma (Figura 13).

Figura 13 - Fluxograma das atividades



Fonte: O autor (2019)

3.1 OBJETO DE ESTUDO

O estudo deste trabalho divide-se em três partes: análise dos mecanismos existentes; estudo do movimento de uma porta deslizante; e seleção do conceito e detalhamento do projeto final.

3.1.1 Análise dos mecanismos existentes

Fora a análise das patentes e das breves descrições dos mecanismos existentes (seção 2.5.2), procurou-se identificar as características dimensionais nos produtos já comercializados. Para esta tarefa foi utilizado um paquímetro digital - realizando-se cinco medições para cada valor buscado, além de calculados os desvios e incertezas pelo *software Excel*.

Adicionalmente, calculou-se a rigidez teórica dos elementos elásticos de cada um dos mecanismos, além de ensaia-los em uma célula de compressão da máquina universal de ensaios *EMIC*, com o propósito de comparar os valores teóricos, localizada no laboratório de polímeros (LPOL) da Universidade de Caxias do Sul (UCS). Com isso, trabalhou-se com a velocidade de atuação do elemento elástico como parâmetro fundamental para evitar o descarrilamento. Para essa análise utilizou-se o princípio de conservação de energia.

3.1.2 Estudo do movimento de uma porta de correr

Posteriormente, analisou-se o movimento de uma porta de correr em translação, através das equações de equilíbrio dinâmico. Os dados algébricos da solução dinâmica foram transcritos para o *software Excel*, o qual, para determinados valores de entrada, retornou como resposta a intensidade máxima da força ou a altura máxima a qual a força deve ser aplicada, com o objetivo de estudar como dimensões distintas da porta, podem interferir no descarrilamento. O diagrama de corpo livre (DCL) de uma porta de correr é apresentado no apêndice A.

3.1.3 Desenvolvimento e seleção dos conceitos

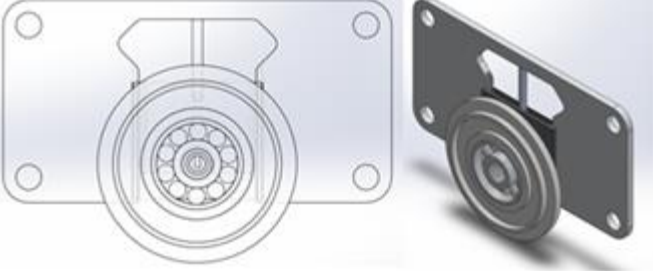
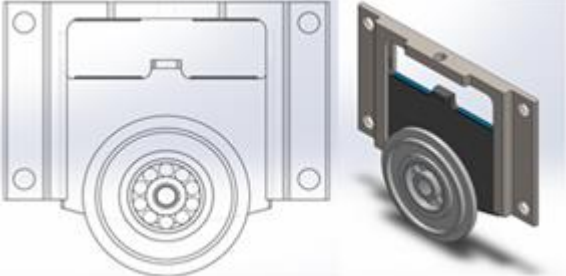
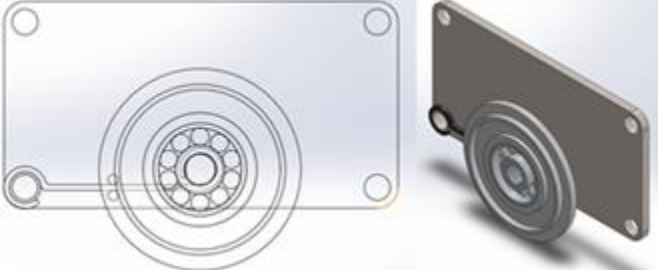
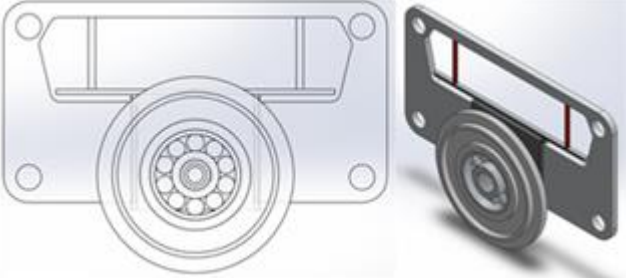
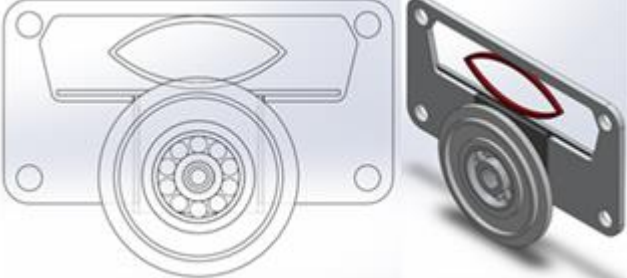
Com base no referencial teórico, pesquisa e orientações durante a realização deste trabalho, idealizaram-se sete conceitos, apresentados no quadro 3, os quais podem, conceitualmente, solucionar o problema descrito. Dentre os conceitos apresentados, selecionou-se o mais capaz de solucionar o problema – descarrilamento de uma porta de correr, a partir das considerações listadas:

- a) capacidade do conceito atender aos requisitos de projeto;
- b) análise dos mecanismos existentes e de suas patentes;
- c) análise dos conceitos, garantindo que o mesmo não infrinja nas patentes existentes;
- d) conceito que não onere excessivamente o produto final;


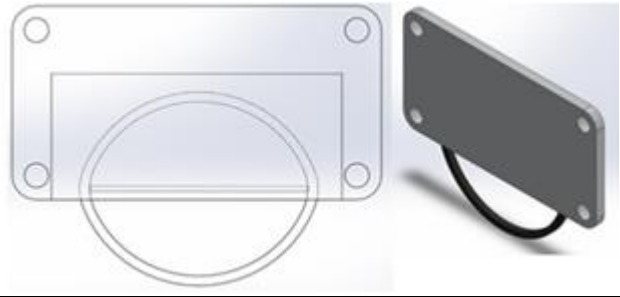
- e) disponibilidade, no mercado, dos materiais a serem aplicados no projeto;
- f) facilidade de fabricação;
- g) características mercáveis do produto.

Quadro 3 - Conceitos de projeto

(continua)

	<p>Micro cilindro hidráulico responsável por armazenar energia potencial e exercer as forças de restituição do sistema. (Caso necessário pode-se utilizar dois cilindros em paralelo).</p>
	<p>Ímãs com os mesmos polos virados para si. Quando o mecanismo tende ao descarrilamento, os ímãs repelem, forçando o rodízio contra a canaleta do trilho e, assim, evitando o descarrilamento até que o sistema volte ao equilíbrio.</p>
	<p>Haste metálica engastada, que por meio da deflexão de sua extremidade presa no rodízio, permite o deslocamento vertical, além de exercer as forças de restituição necessárias.</p>
	<p>Duas molas de borracha, em paralelo, responsáveis pelas forças de restituição do sistema. Deve-se permitir espaço para o abaulamento e ter cuidado com propriedades de fluência e relaxação de tensão do material.</p>
	<p>Elastômero em forma de “anel” responsável pela rigidez e força necessária de restituição da porta de correr para o equilíbrio. Deve se ter cuidado com propriedades de fluência e relaxação de tensão do material.</p>

(conclusão)

	<p>Mecanismo trucado, o qual, quando um dos rodízios tente a descarrilar, o outro mantém-se estável na canaleta do trilho, fazendo com que o sistema volte para o equilíbrio sem descarrilar.</p>
	<p>Superfície de baixo atrito, fabricada e politetrafluoroetileno – Teflon, para deslizar e, ao mesmo tempo, exercer as forças de restituição do sistema. Possui uma certa flexibilidade para trabalhar conforme o deslocamento da porta.</p>

Fonte: O autor (2018)

3.2 ENSAIO DE MATERIAIS

Para se ter conhecimento dos possíveis materiais a serem aplicados no projeto, realizaram-se ensaios para caracterização dos mesmos. Os materiais ensaiados foram selecionados por serem compatíveis com o conceito de projeto escolhido.

3.2.1 Comportamento de ímã

Com o objetivo de traçar as curvas de comportamento dos ímãs, entre a repulsão de seus polos, desenvolveu-se um dispositivo capaz de manter os ímãs paralelos. Os mesmos foram aproximados em uma célula de compressão da máquina universal de ensaios *EMIC* e os valores de força e distância entre os mesmos eram armazenados, retornando como resposta uma curva força versus deslocamento. Os ímãs escolhidos foram os de Neodímio-Ferro-Boro, por estarem entre os materiais magnéticos capazes de produzir as maiores forças de repulsão, devido ao campo magnético causado entre os polos dos mesmos, e apresentarem bom custo benefício.

As dimensões dos ímãs ensaiados, conforme alíneas apresentadas, são compatíveis com os limites dimensionais do produto proposto, que não pode ter espessura maior que 15 mm.

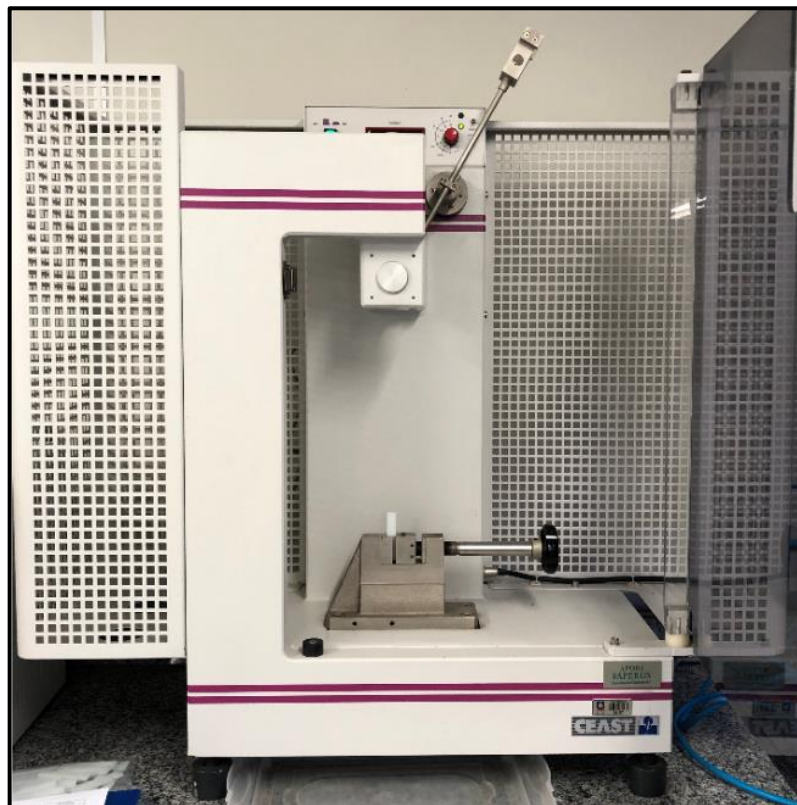
- a) ímã maior: [20 x 10 x 3] mm;

b) ímã menor: [12 x 6 x 3] mm.

3.2.2 Ensaio de resistência ao impacto

Os ensaios de resistência ao impacto foram executados nas dependências da UCS, no laboratório de polímeros, com metodologia conforme especifica a norma ASTM D256, que define os métodos para determinar a resistência ao impacto por pêndulo Izod de plásticos.. Os materiais ensaiados foram: zamak 5 e náilon 6.0. O equipamento utilizado foi uma máquina para impacto Ceast Resil 25, mostrado na figura 14, onde ensaiou-se zamak 5 e náilon 6.

Figura 14 - Equipamento para ensaio de para impacto Ceast Resil 25



Fonte: O autor (2019)

3.3 PROJETO DO PRODUTO

Para a fase de projeto do produto, com base nas especificações de projeto, dados coletados dos mecanismos existentes, análises do movimento de uma porta de correr, ensaios e parâmetros definidos no trabalho, projetou-se o produto final. Os materiais aplicados no projeto foram selecionados com base na resposta aos ensaios realizados, viabilidade de utilização dos mesmos com o conceito selecionado, custo-benefício e sua facilidade de manufatura. O projeto

foi modelado no *software SolidWorks*, o qual serviu para uma pré-visualização do produto final e auxílio para o desenvolvimento do protótipo.

3.4 PROTÓTIPO E TESTE DE VALIDAÇÃO

O protótipo do produto foi construído a partir do modelo detalhado. As partes específicas, como corpo e guia foram usinadas conforme dimensionado e outras, como rolamento e rodízios, foram retiradas de mecanismos existentes e adaptadas ao protótipo. Já para o teste de validação criou-se uma situação controlada da utilização de uma porta de correr, com base no estudo do movimento de uma porta de correr, que forçava o descarrilamento. Os ensaios foram gravados com uma câmera semiprofissional Nikon D5600, apoiada em um tripé, em que os vídeos feitos foram utilizados para o estudo do movimento do rodízio frontal (sujeito ao descarrilamento) com auxílio do *software Tracker* (Apêndice B).

4 RESULTADOS

4.1 ANÁLISE DOS MECANISMOS EXISTENTES

Os dados dimensionais coletados dos produtos são apresentados nos quadros 4 e 5. Os valores de todas as medições e cálculos realizados estão disponíveis no Apêndice C.

Quadro 4 - Características dimensionais do modelo com molas helicoidais

MECANISMO COM PAR DE MOLAS HELICOIDAIAS			
Variável	Limitante	Valor	unidade
Deslocamento máximo do rodízio	Batentes do produto	$9,27 \pm 0,010$	mm
Deslocamento mínimo do rodízio	Batentes do produto	$2,85 \pm 0,010$	mm
Espessura da chapa	-	$2,99 \pm 0,003$	mm
Espessura do produto montado	-	$12,56 \pm 0,004$	mm
Deflexão da mola	-	$13,22 \pm 0,010$	mm
Diâmetro dos furos	-	$3,89 \pm 0,005$	mm
Distância horizontal dos furos	-	$60,05 \pm 0,012$	mm
Distância vertical dos furos	-	$20,19 \pm 0,006$	mm
Largura máxima da chapa	-	$75,69 \pm 0,008$	mm
Altura máxima da chapa	-	$45,50 \pm 0,007$	mm
Diâmetro do fio	-	$0,48 \pm 0,002$	mm
Diâmetro médio de espiras	-	$5,50 \pm 0,005$	mm
Número de espiras ativas	-	$8,00 \pm 0,000$	-

Fonte: O autor (2019)

Quadro 5 - Características dimensionais do modelo com haste flexível

(continua)

MECANISMO COM HASTE FLEXÍVEL			
Variável	Limitante	Valor	unidade
Deslocamento máximo do rodízio	Batentes do produto	$4,72 \pm 0,006$	mm
Deslocamento mínimo do rodízio	Batentes do produto	$1,79 \pm 0,010$	mm
Espessura da chapa	-	$1,85 \pm 0,003$	mm
Espessura do produto montado	-	$13,97 \pm 0,006$	mm
Diâmetro dos furos	-	$5,04 \pm 0,007$	mm

(conclusão)

Distância horizontal dos furos	-	59,04 ± 0,008	mm
Distância vertical dos furos	-	23,07 ± 0,003	mm
Largura máxima da chapa	-	76,09 ± 0,003	mm
Altura máxima da chapa	-	40,01 ± 0,008	mm
Diâmetro da haste	-	0,99 ± 0,004	mm
Comprimento da haste	Batentes do produto	39,19 ± 0,004	mm

Fonte: O autor (2019)

4.1.1 Determinação de constante de mola

Inicialmente, utilizou-se equações de projeto de molas helicoidais (equação 8) (SHIGLEY et al, 2005), para o cálculo da constante de mola teórica.

$$k = \frac{d^4 G}{8D^3 N_a} \quad (8)$$

em que d é o diâmetro do fio; G é o módulo de cisalhamento; D é o diâmetro médio de espiras e N_a é o número de espiras ativas.

Considerou-se um módulo de cisalhamento de 80 GPa, um valor aproximado ao encontrado em tabelas de propriedades mecânicas de alguns fios de mola (SHIGLEY et al., p.497, 2005), visto que as propriedades do material utilizado na confecção das molas são desconhecidas.

$$k_{teórico} = \frac{0,476^4 \cdot 80000}{8 \cdot 5,496^3 \cdot 6} = 0,515 \frac{N}{mm}$$

$$k_{eq} = k_1 + k_2 = 2 \cdot k_{teórico} = 2 \cdot 0,515 = 1,03 \frac{N}{mm}$$

Criou-se um dispositivo capaz de fixar os rodízios, evitando-se o deslocamento dos mesmos, garantindo que a carga aplicada fosse perpendicular. O equipamento utilizado e o dispositivo de fixação são mostrados na figura 15. A célula de compressão utilizada era de 2,0 toneladas e a velocidade do ensaio foi de 1,3 mm/min. O ensaio para obtenção da constante de mola foi executado com a compressão de um mecanismo inteiro.

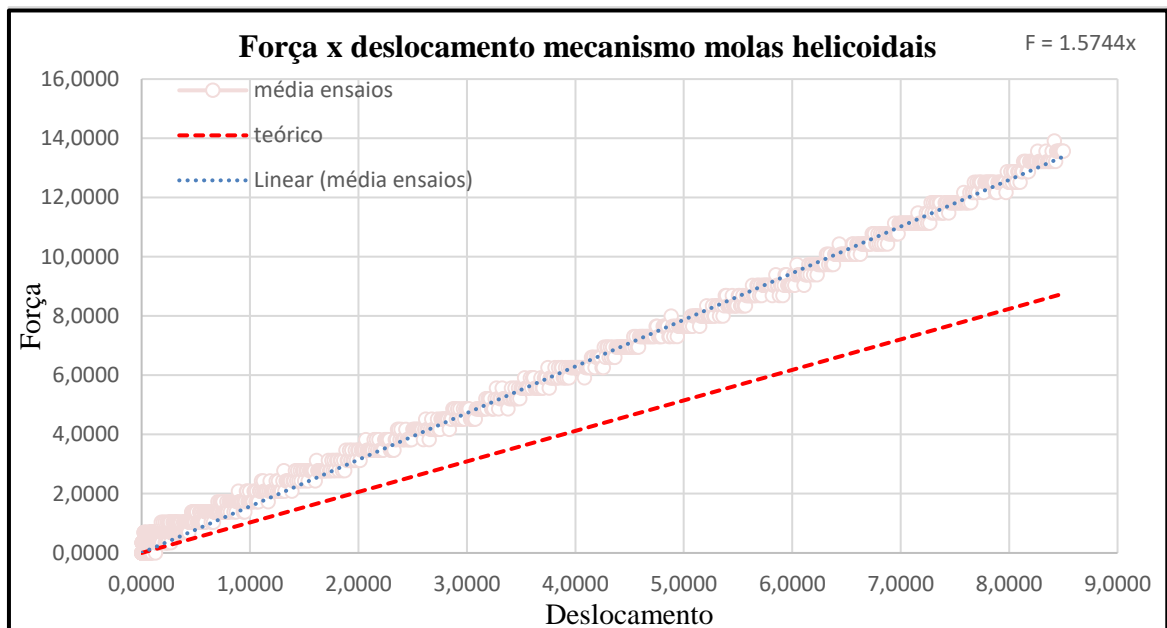
Figura 15 - Equipamento e dispositivo de fixação para obtenção da rigidez dos mecanismos



Fonte: O autor (2019)

A curva força-deslocamento mostrada na figura 16 apresenta os resultados da rigidez para o rodízio com par de molas helicoidais completo.

Figura 16 - Curva força versus deslocamento do modelo com molas helicoidais



Fonte: O autor (2019)

Obteve-se como resultado uma constante k de 1,57 N/mm para o mecanismo com base na aproximação linear com interseção na origem e um k de 1,62 N/mm, com base na média dos

pontos plotados. A curva da constante elástica calculada é mostrada no gráfico para fins de visualização.

Para o mecanismo com haste flexível, utilizou-se a equação de flecha máxima para carga pontual em viga bi engastada (equação 9) como base para obtenção da rigidez teórica.

$$k = \frac{48EI}{l^3} \quad (9)$$

em que E é o módulo de elasticidade; I é o momento de inércia e l é o comprimento total da haste.

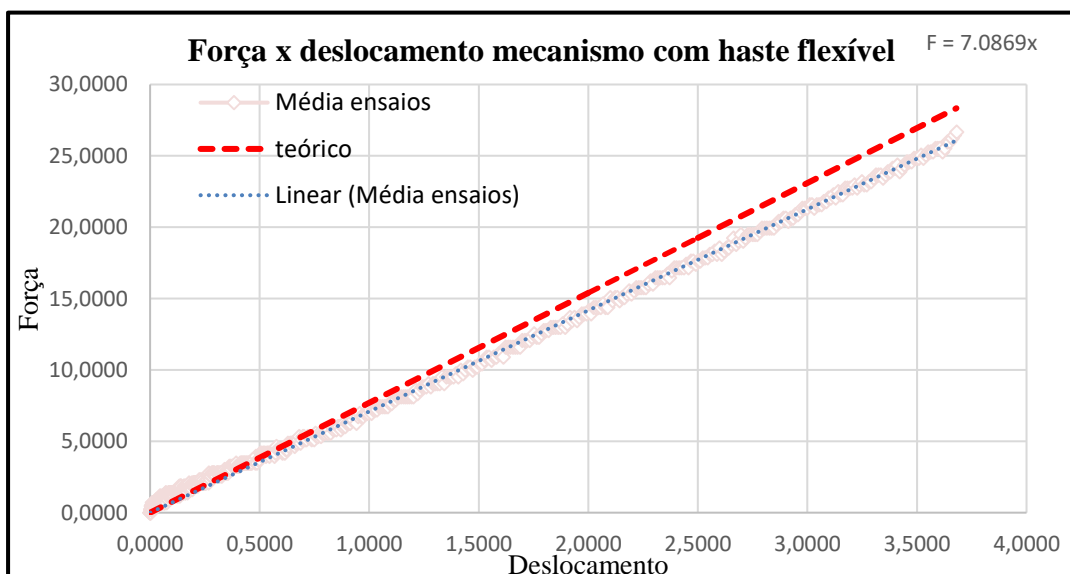
Assumindo que o mecanismo de haste flexível apresenta comportamento linear, considerando-se um módulo de elasticidade de 200 GPa para o material da haste, módulo de elasticidade aproximado para diferentes aços, obtém a seguinte rigidez.

$$I = \pi \cdot 0,996^4 / 64 = 0,0483 \text{ mm}^4$$

$$k_{teórico} = \frac{48 \cdot 200000 \cdot 0,0483}{39,192^3} = 7,70 \frac{N}{mm}$$

A metodologia para ensaio do mecanismo com haste flexível foi a mesma utilizada para o outro sistema, obtendo-se o resultado mostrado na figura 17.

Figura 17 - Curva força versus deslocamento do modelo com haste flexível



Fonte: O autor (2019)

Obteve-se como resultado uma constante k de 7,09 N/mm para o mecanismo com base na aproximação linear com interseção no ponto [0;0] e um k de 7,35 N/mm, com base na média dos pontos plotados.

Para ambos os casos, justifica-se a diferença entre prático e teórico, primeiramente por não se conhecer as propriedades dos materiais utilizados na fabricação das molas e da haste. Os valores para módulo de cisalhamento e de elasticidade são próximos aos encontrados em tabelas e livros, que servem de apoio para situações sem acesso ao experimental. Ademais, os testes eram com os mecanismos montados enquanto os cálculos eram apenas para os elementos elásticos. Não obstante, define-se que a aproximação teórica é boa e indica que pode ser útil para uma modelagem matemática no caso de projetos que não tenham acesso aos ensaios experimentais.

Por fim, trabalhou-se com a velocidade de atuação do elemento elástico como fator principal para evitar o descarrilamento. Para essa análise utilizou-se o princípio de conservação de energia, descrito matematicamente na equação 10.

$$k \cdot (x^2 - x_o^2) = m_{gr} \cdot (v^2 - v_o^2) \quad (10)$$

em que, k é a constante de mola; x_o e x definem, respectivamente, a posição inicial e final do elemento elástico; m_{gr} é a massa que o elemento elástico desloca (rodízio mais guia), obtida por balança de precisão; v_o a velocidade inicial e v a velocidade final do conjunto guia-rodízio.

Devido ao acesso à uma caracterização prática dos mecanismos, este trabalho seguiu com os valores experimentais para o cálculo das velocidades dos mecanismos, apresentados na Tabela 1. A constante elástica considerada é a média dos pontos obtidos ao longo dos ensaios, visto que é o valor que mais se aproximada do real, pois no teórico existem dúvidas referentes às propriedades dos materiais e as aproximações das curvas força versus deslocamento possuem uma interseção forçada na origem

Tabela 1 - Velocidade de atuação dos mecanismo existentes

Mecanismo	Constante elástica (k) [N/mm]	Posição inicial [mm]	Posição final [mm]	Velocidade inicial [m/s]	Massa guia-rodízio [g]	Velocidade final [m/s]
Molas helicoidais	1,62	0,0	8,0	0,0	40,15	1,60
Haste flexível	7,35	0,0	3,5	0,0	18,17	2,22

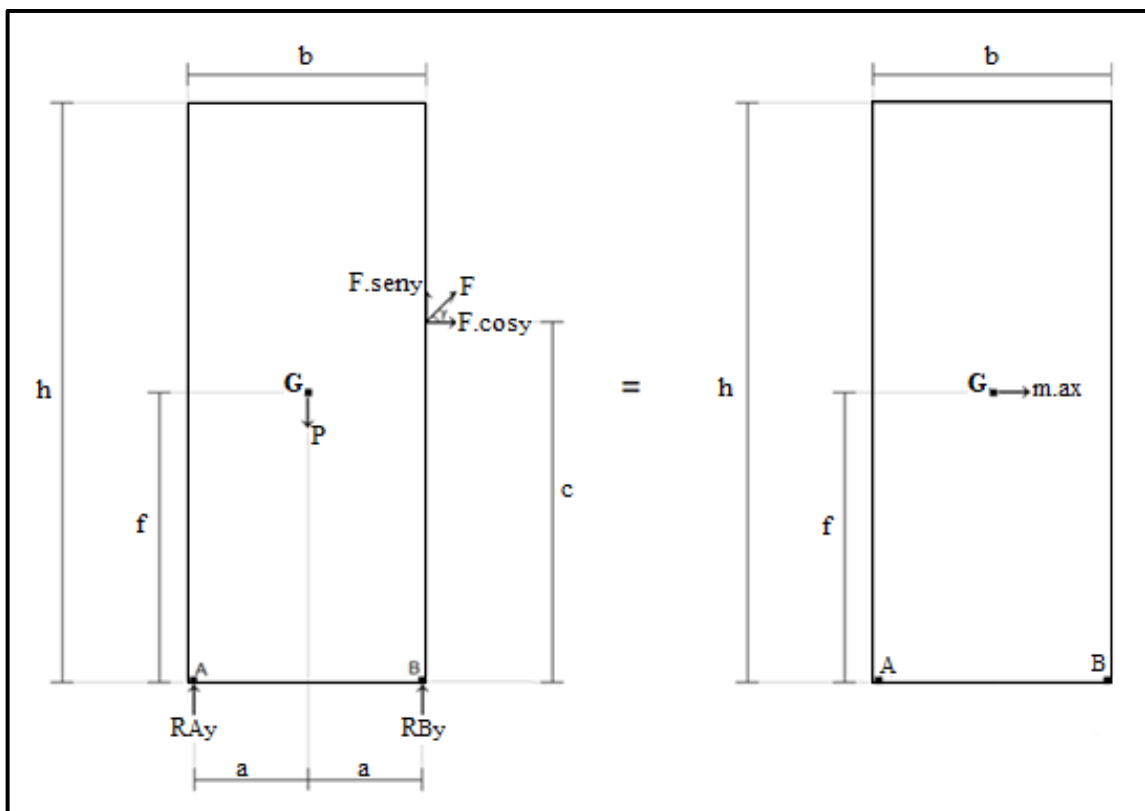
Fonte: O autor (2019)

As velocidades obtidas indicam que o mecanismo com haste flexível atua mais rapidamente, contudo o curso do conjunto guia-rodízio também é importante, e este é mais que o dobro para o mecanismo com mola helicoidal. Dessa forma, durante a instalação da porta é possível diminuir ainda mais a folga entre os trilhos com um curso maior. Esses valores calculados foram avaliados em conjunto com os resultados do teste de validação, porém esperou-se que o protótipo exerça uma velocidade de, no mínimo, 1,60 m/s.

4.2 ANÁLISE DO MOVIMENTO DE UMA PORTA DE CORRER

Com objetivo de identificar uma relação crítica entre a altura, comprimento e ponto de aplicação da força, a qual pode ocasionar a rotação da porta e, conseqüentemente, o descarrilamento, simplificou-se o modelo das forças que atuam durante o movimento uma porta de correr, conforme o DCL mostrado na figura 18. Ademais, as condições listadas foram assumidas como verdadeiras.

Figura 18 - DCL simplificado de uma porta de correr em movimento de translação



Fonte: O autor (2019)

- corpo rígido em translação, com movimento apenas no eixo x ($a_y = 0$);
- os rodízios permitem que o armário se mova livremente ($\mu = 0$);

- c) superfície por onde correm os rodízios é ideal ($R_x = 0$);
- d) translação pura ($I\alpha = 0$)
- e) $m \cdot a_x = F \cdot \cos \gamma$
- f) para não rotacionar no sentido horário: Analisar os momentos em B com $R_{Ay} = 0$ (limite crítico);
- g) para não rotacionar no sentido anti-horário: Analisar os momentos em A com $R_{By} = 0$ (limite crítico);

logo, para não rotacionar no sentido horário tem-se a equação 11:

$$\frac{\left(c - \frac{h}{2}\right)}{b} = \frac{P}{2 \cdot F \cos \gamma}; \quad \xrightarrow{\text{se } c=h} \quad \frac{h}{b} = \frac{P}{F \cos \gamma} \quad (11)$$

analogamente, para não rotacionar no sentido anti-horário tem-se a equação 12:

$$\frac{\left(c - \frac{h}{2}\right)}{b} = \frac{2 \cdot F \sin \gamma - P}{2 \cdot F \cos \gamma}; \quad \xrightarrow{\text{se } c=h} \quad \frac{h}{b} = \frac{2 \cdot F \sin \gamma - P}{F \cos \gamma} \quad (12)$$

Os valores obtidos foram transcritos para o *software Excel*, o qual retornou valores para duas situações distintas, para diferentes materiais aplicados em portas de correr. Em uma delas buscava-se o intervalo de valores para qual a força indicada poderia ser aplicada sem que acontecesse a rotação. Na outra situação, o *Excel* retorna o valor máximo que a força pode ter para não rotacionar a porta, sendo a altura de aplicação da carga conhecida. As tabelas 2 e 3 mostram os resultados obtidos para determinada situação, que tinham como dados de entrada: a dimensões da porta (altura, largura e espessura); ângulo γ de aplicação da força; e, ou Intensidade da força (F) ou altura de aplicação da força (c).

Tabela 2 - Altura de aplicação da forla como variável

(continua)

Dados de entrada				
Largura (b) [m]	Altura (h) [m]	Espessura (e) [mm]	γ [°]	Força (F) [N]
0,60	2,00	18	0	100
Material	Densidade (kg/m ³)	Não tombar S.A.H [m]	Não tombar S.H. [m]	
MDF	740	0,5298	1,4702	

(conclusão)

Compensado sarrafeado	540	0,6568	1,3432
Aglomerado	686	0,5641	1,4359
MDP	700	0,5552	1,4448
Compensado multilaminado	580	0,6314	1,3686
OSB	640	0,5933	1,4067
Vidro	2500	-0,5887	2,5887

Fonte: O autor (2019)

A fonte destacada em vermelho indica que a porta possui possibilidade de rotação caso a altura de aplicação da força seja fora do intervalo [não tombar S.A.H; não tombar S.H.]. O valor é destacado apenas se estiver entre zero e a altura total da porta.

Tabela 3 - Intensidade da força aplicada como variável

Dados de entrada				
Largura (b) [m]	Altura (h) [m]	Espessura (e) [mm]	γ [°]	Altura de aplicação da F [m]
0,60	2,00	18	0	0,40
Material	Densidade (kg/m ³)	Não tombar S.A.H [N]	Não tombar S.H. [N]	
MDF	740	78,3739	-78,3739	
Compensado sarrafeado	540	57,1918	-57,1918	
Aglomerado	686	72,6548	-72,6548	
MDP	700	74,1375	-74,1375	
Compensado multilaminado	580	61,4282	-61,4282	
OSB	640	67,7829	-67,7829	
Vidro	2500	264,7769	-264,7769	

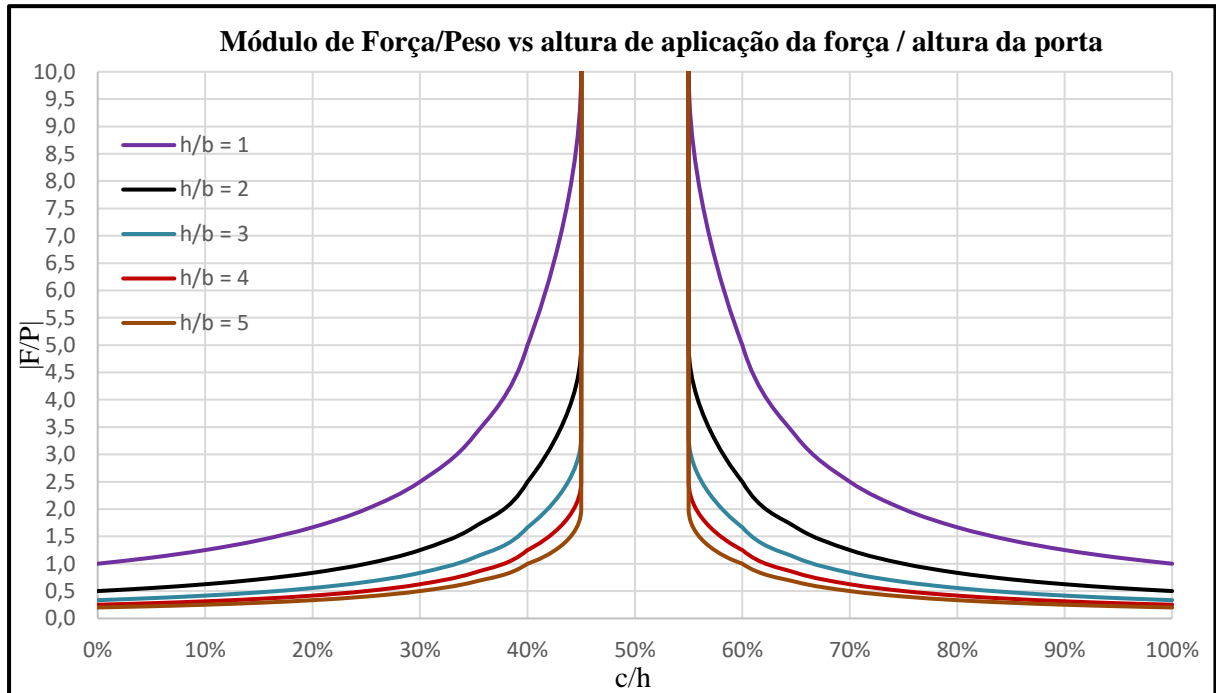
Fonte: O autor (2019)

Justifica-se a diferença no sentido do vetor força entre as condições para não tombar no S.H. ou S.A.H., visto que o ponto de análise é diferente. Ademais, para um ângulo $\gamma=0$, e por a distância entre os pontos A e B ser o mesmo para o centro de gravidade da porta, a variação apenas no sentido é coesa com a manipulação algébrica, mostrada no Apêndice D.

Por fim, com o objetivo de auxílio para trabalhos futuros, plotou-se um gráfico (Figura 20) que relaciona a razão entre o módulo de força e o peso da porta com a porcentagem do ponto aplicação da força em relação à altura da porta. Como exemplo se tem uma porta de MDF

com os dados da tabela 3, sendo $c = 0,40$ m, equivalente a 20% da altura da porta, uma relação $h/b = 3,33$ e um peso, para uma porta de MDF, de 156,80 N é possível se obter a intensidade crítica de uma força aplicada na direção horizontal ($\gamma=0$ ou $\gamma=180$).

Figura 19 - Razão entre força/peso versus altura de aplicação da força / altura da porta



Fonte: O autor (2019)

A partir do gráfico, observa-se que para um $h/b = 3$ e $c/h = 20\%$, a razão entre força e peso é de aproximadamente 0,55. Como a curva de $h/b = 3,33$ está abaixo da curva indicada pela cor azul no gráfico, considerou-se que para a porta de 2,0 m x 0,6 m x 18 mm, a razão F/P é 0,5. Sabendo que $F/P = 0,5$ e que $F = P \times 0,5$, obtém-se que a força crítica para o tombamento da porta é de 78,40 N, valor semelhante ao obtido na tabela 3, a qual tem a solução matemática executada com auxílio do *software Excel*.

O gráfico mostra que quanto mais esbelta a porta, menos força ela necessita para rotacionar e para portas de largura igual a altura é preciso uma intensidade aproximadamente igual ao peso. A região crítica encontra-se acima das curvas, que mostra a necessidade de um maior cuidado durante operação da porta. Ademais, quanto mais próximo do CG da porta, maior a carga necessária para rotação da porta, as quais, para a ação humana, são difíceis de atingir. Em suma, o gráfico mostra-se útil para diversas situações e materiais, visto que a partir do peso da porta e suas dimensões é possível verificar diversas condições de giro da porta. Com isso, destaca-se a necessidade de utilização do produto proposto em portas esbeltas, como os guarda-roupas de dormitórios.

4.3 SELEÇÃO DO CONCEITO

Para a seleção dos conceitos, inicialmente, listou-se os requisitos de projeto (Quadro 6), os quais foram elaborados pelo autor com base em sugestões e recomendações da empresa e de clientes da mesma, sendo o grau de importância 3 o mais relevante.

Quadro 6 - Requisitos de projeto

ESPECIFICAÇÕES DE PROJETO		
Requisitos de projeto	Grau de importância	Valor meta
Evitar o descarrilamento de uma porta de correr	3	100%
Deslocamento vertical da guia	3	9 mm
Não infringir nas patentes do mercado	3	100%
Espessura máxima do produto	3	15 mm
Velocidade de atuação do mecanismo	3	1,60 m/s
Sistema de regulagem de altura	3	1
Sistema de trava na posição mínima	3	1
Custo por produto	2	R\$ 7,50
Tempo de operação mínimo	2	5 anos
Resistência mínima do mecanismo	2	50 kg
Facilidade de instalação do sistema porta de correr	2	8 parafusos
Resistir ao impacto de uma queda	1	1,1 m

Fonte: O autor (2019)

Destacam-se os requisitos de: não interferir nas patentes existentes, tempo de operação mínimo, espessura máxima e custo do produto, além da velocidade de atuação do mecanismo, pois quanto mais rápido o mecanismo atuar para evitar o descarrilamento, menor as chances de o fenômeno acontecer.

Inicialmente foram descartados quatro conceitos. Partindo-se do requisito de tempo mínimo de atuação do mecanismo, descartou-se os conceitos que utilizam elastômero como elemento elástico, devido as propriedades de fluência e relaxação de tensões, as quais podem, ainda, comprometer na velocidade de atuação do mecanismo. Adicionalmente, eliminou-se o conceito com superfície de Teflon, devido ao fato deste ter as menores características mercáveis, visto as grandes diferenças do produto se comparado aos modelos existentes. No

final, descartou-se o modelo com micro cilindro hidráulico, pois este apresentaria uma velocidade de atuação muito baixa, o que o validou apenas conceitualmente.

Após o primeiro momento de análise, optou-se por não prosseguir com o conceito com a haste engastada em uma extremidade, pois com a mesma poderiam haver complicações jurídicas devido ao fato de já existir um modelo com a haste biapoiada, que está sob proteção de patente. Por fim descartou-se o modelo trucado, por este não ser eficiente em um possível deslocamento vertical da porta, que faria com que o conjunto todo subisse com a porta, descontinuando o contato mecânico com o trilho. Ademais, para garantir velocidade de atuação elevada do mecanismo idealizou-se a ideia de uma mola de torção, sendo assim, para descaracterizar a utilização de molas, sejam elas de qualquer tipo, eliminou-se o conceito.

Dessa forma optou-se por prosseguir no projeto final com o conceito que utiliza ímãs como elemento que relaciona forças e deslocamentos. Por mais que os ímãs de neodímio sejam pouco resistentes ao impacto, o conceito mostrou-se uma boa alternativa, que pode exercer a função de forma eficiente, sem onerar excessivamente o produto final e/ou descaracterizar dos produtos já comercializados, o que o faz ser aceito mais facilmente pelo mercado.

4.4 ENSAIO DE MATERIAIS

4.4.1 Ensaio de resistência ao impacto

O objetivo de realizar o ensaio de resistência ao impacto foi para se obter os dados de energia absorvida pelos materiais, visto que uma das reclamações do mercado sobre os produtos existentes é a fragilidade do mesmo no caso de queda.

Para o ensaio de náilon 6, a norma específica o lote de amostras com onze corpos de prova, em que todos tiveram fratura completa. Os mesmos foram injetados no LPOL com o material ficando em estufa à 80 °C por 3 horas. Os resultados são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 - Resultados do ensaio de impacto para náilon 6

Corpo de prova	Z [mm]	W [mm]	Energia absorvida [J]	Resiliência		Energia [%]	Fratura
				kJ/m ²	J/m		
1	10,16	3,49	0,2800	7,9	80,23	7,00	Completa
2	10,12	3,47	0,2400	6,83	69,16	6,00	Completa
3	10,13	3,48	0,2160	6,13	62,07	5,40	Completa

(continua)

							(conclusão)
4	10,13	3,49	0,2720	7,69	77,94	6,80	completa
5	10,18	3,49	0,2720	7,66	77,94	6,80	completa
6	10,17	3,50	0,2880	8,16	83,00	7,20	completa
7	10,15	3,48	0,8000	7,93	80,46	7,00	completa
8	10,16	3,49	0,3520	9,93	100,86	8,80	completa
9	10,16	3,47	0,2900	8,40	85,30	7,40	completa
10	10,15	3,47	0,4320	12,27	124,50	10,80	completa
11	10,14	3,48	0,3360	9,52	96,55	8,40	completa

Fonte: O autor (2019)

No caso do zamak 5, houveram dois pontos fora da curva e, conforme padrão da ASTM D256, descartou-se duas medições (a maior e a menor). Os resultados do ensaio são apresentados na Tabela 5.

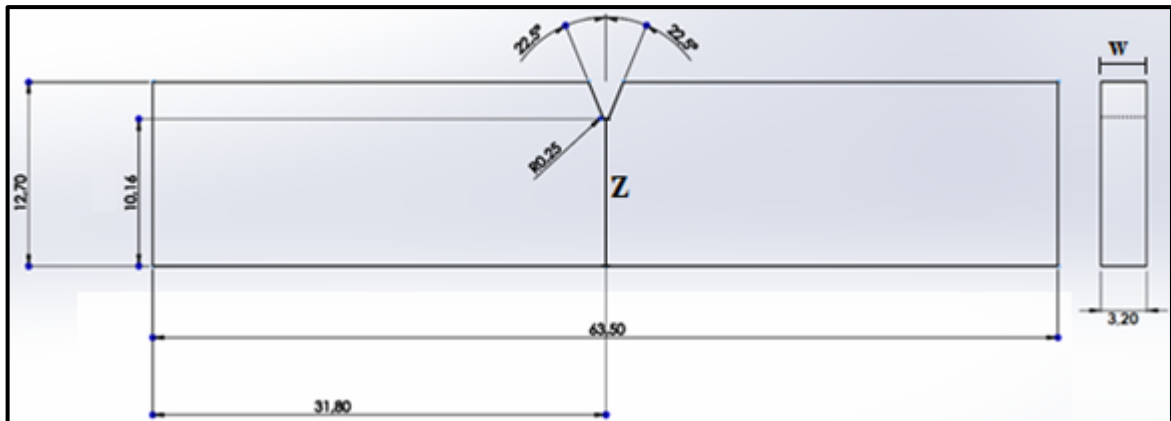
Tabela 5 - Resultados do ensaio de impacto para o Zamak 5

Corpo de prova	Z [mm]	W [mm]	Energia absorvida [J]	Resiliência		Energia [%]	Fratura
				kJ/m ²	J/m		
1	10,15	3,22	1,3760	42,10	427,33	34,40	Completa
3	10,15	3,20	1,5280	47,04	477,50	38,20	Completa
4	10,14	3,23	2,0800	63,51	643,96	52,00	Completa
5	10,18	3,25	1,4400	43,52	443,08	36,00	Completa
7	10,17	3,23	1,6560	50,41	512,69	41,40	Completa
8	10,15	3,21	1,6400	50,34	510,90	41,00	Completa
9	10,14	3,28	1,8080	54,36	551,22	45,20	Completa
10	10,14	3,25	1,7120	51,95	526,77	42,80	Completa
11	10,15	3,22	1,4880	45,66	462,11	37,20	Completa
12	10,15	3,22	1,7680	54,10	549,07	44,20	Completa

Fonte: O autor (2019)

Dentre os motivos da escolha do zamak 5 e náilon 6.0 inclui-se: a facilidade de obtenção, o fato de já serem utilizados na indústria de ferragens e componentes para móveis e serem compatíveis com o conceito selecionado. A figura 20 ilustra os corpos de prova e suas cotas/dimensões. Ademais, O apêndice E mostra os CP de ambos materiais após o ensaio.

Figura 20 - Dimensões de um corpo de prova conforme ASTM D256



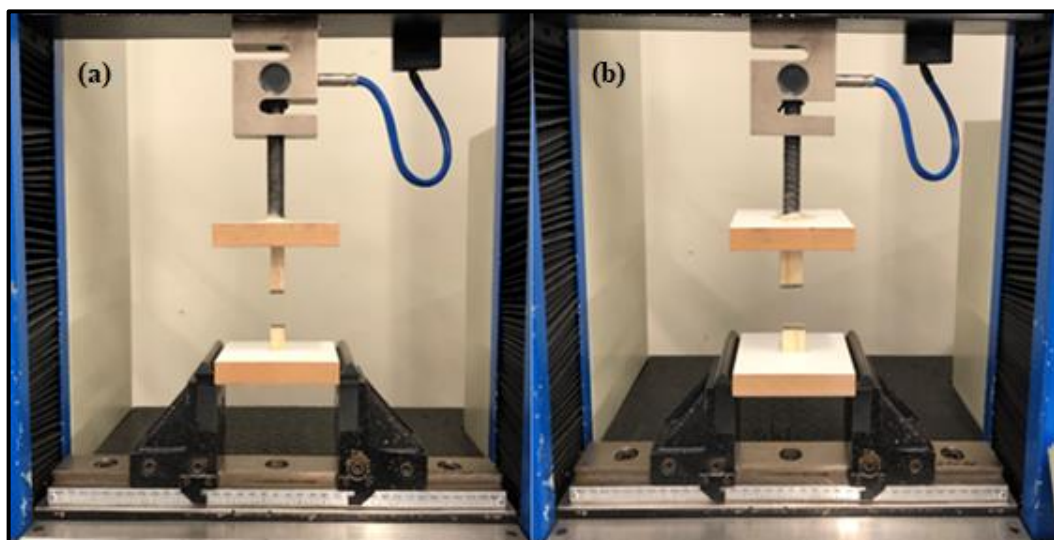
Fonte: adaptado de ASTM D256-10 (2018)

Os ensaios para ambos os materiais foram realizados no mesmo dia, dessa maneira desprezou-se uma possível variação na temperatura ou umidade do ar, que estava em 23,6 °C e 58%, respectivamente. Um pêndulo de 4,0 J foi utilizado em ambos os casos

4.4.2 Comportamento de ímã

O dispositivo capaz de manter os ímãs paralelos e fixados em uma unidade de compressão da máquina universal de ensaios é mostrado na figura 21. Durante o ensaio, os ímãs menor [12 x 06 x 03] mm (a) e maior [20 x 10 x 03] mm (b) foram aproximados pela célula de 2,0 toneladas com uma velocidade de 1,3 *mm/min* e os valores de força e distância entre os mesmos eram coletados, retornando como resposta uma curva força versus deslocamento.

Figura 21 - Equipamento e dispositivo para ensaio de ímãs



Fonte: O autor (2019)

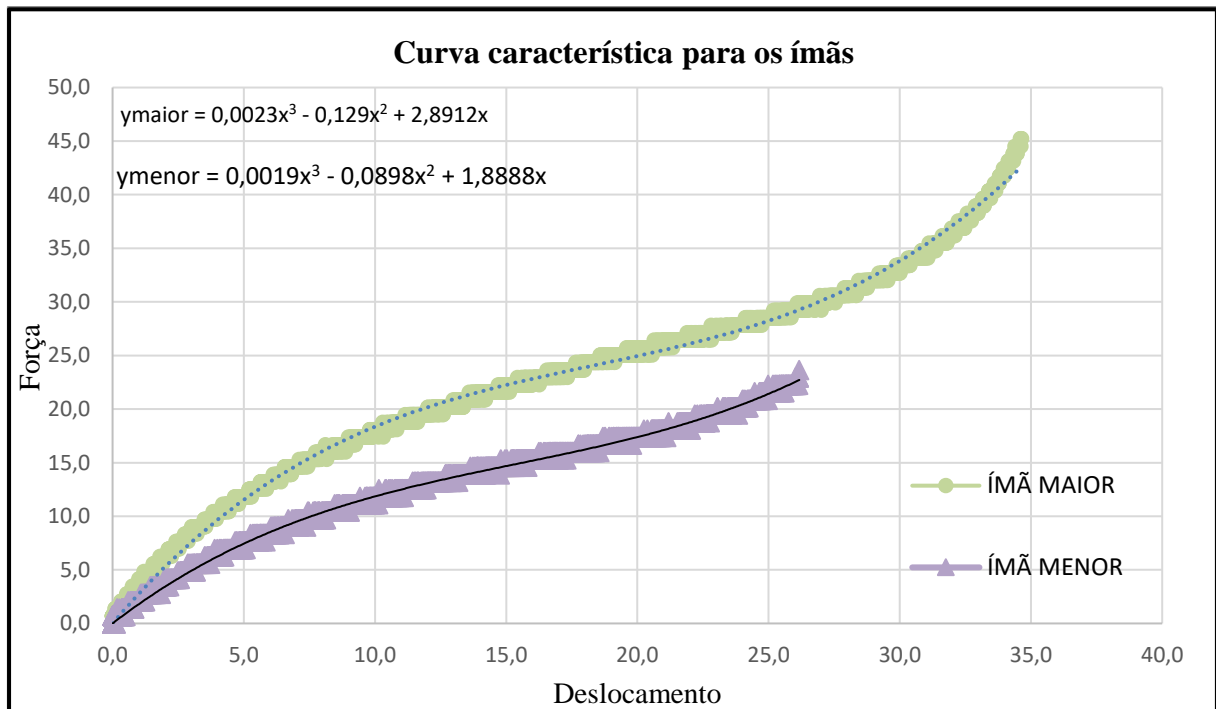
O comportamento de ambos os ímãs, menor (a) e maior (b), é mostrado na figura 22, assim como uma aproximação polinomial de grau 3 para suas curvas características de força-deslocamento.

Para obtenção da energia potencial (U), analogamente às molas, a mesma foi determinada por meio da área abaixo da curva força versus distância, ou através da equação 13.

$$U = \int_{x_0}^x F(x). dx \quad (13)$$

onde, $F(x)$ é a equação que descreve o comportamento da curva força versus deslocamento, para o ímã ensaiado.

Figura 22 - Curva característica força-deslocamento para o ímãs ensaiados



Fonte: O autor (2019)

$$U_{maior} = 0,000575x^4 - 0,043x^3 + 1,4456x^2 + C$$

$$U_{menor} = 0,000475x^4 - 0,02993x^3 + 0,9444x^2 + C$$

Ainda, a partir do princípio de conservação de energia, calculou-se a velocidade final para um único par de ímãs repelindo-se, considerando um deslocamento equivalente ao ponto em que os ímãs estão mais próximos até um $\Delta x = 8 \text{ mm}$, a mesma massa da guia que o modelo

com par de molas helicoidais ($m_{gr} = 40,1466 \text{ g}$) e $v_o = 0$ e com base no cálculo de energia cinética a partir da energia potencial disponível entre as posições inicial e final. Os valores obtidos são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6 - Velocidade de repulsão entre um par de ímãs

Par de ímãs	Curso da guia [mm]	Posição inicial [mm]	Posição final [mm]	Velocidade inicial [m/s]	Massa guia-rodízio [g]	Velocidade final [m/s]
Maior	8,0	26,0	34,00	0,0	40,15	3,63
Menor	8,0	18,00	26,00	0,0	40,15	2,72

Fonte: O autor (2019)

4.5 PROJETO DO PRODUTO

4.5.1 Seleção dos materiais

Com base nos valores obtidos para a velocidade de atuação dos ímãs ensaiados, ambos se mostraram eficientes para aplicação no projeto, visto que apenas um par de ímã já é capaz de armazenar maior energia potencial e, conseqüentemente, atuar com maior velocidade, se comparado aos modelos já existentes. Optou-se por prosseguir com o ímã de 12 mm x 6 mm x 3, devido ao custo mais baixo, se comparado ao maior, e, principalmente pelo fato de tornar todo o produto compacto e capaz de alcançar os requisitos mínimos de velocidade de atuação da guia para manter o contato mecânico entre o rodízio e o trilho, assim evitando o descarrilamento e tendo-se um produto com a menor espessura possível.

No tocante aos parafusos de fixação, rodízios, e rolamentos seguiu-se o padrão do mercado, pois os mesmos são amplamente utilizados pela indústria sem maiores adversidades, visto que as cargas sustentadas por estas partes podem ser considerada baixa. Sendo assim, estes componentes podem ser adquiridos de diferentes fornecedores, visto que se pode obter um custo vantajoso e já estarem consolidados no mercado.

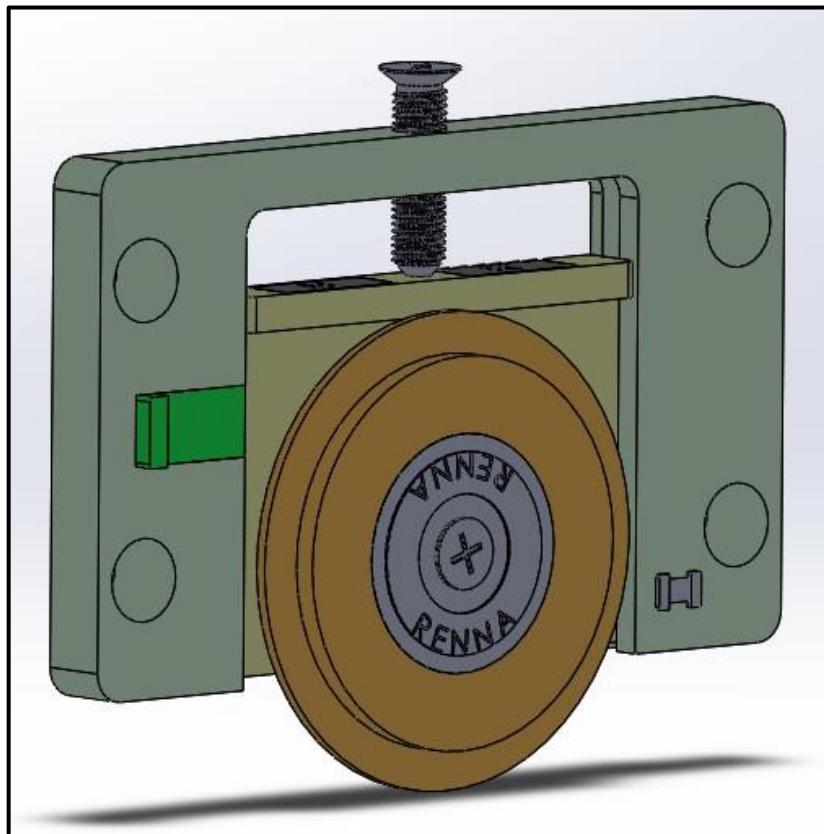
O principal limitante para os materiais do corpo e da guia foi a necessidade de utilizar um material diamagnético, caracterizado por não serem atraídos por ímãs. A partir deste princípio, selecionou-se entre náilon 6 e zamak 5, visto que o principal requisito deste projeto é evitar o descarrilamento com um conceito que não onere excessivamente o produto final, sem interferir nas patentes. A comparação entre os ensaios é direta, mesmo com um martelo

diferente, em que se teve o zamak 5 com resultados favoráveis. Uma das justificativas para a fragilidade do náilon 6 é a presença do entalhe, conforme citado no referencial. Sendo assim, não se descartou o náilon para decisão final e uma análise dos protótipos auxiliou para esta definição, visto que se obteve uma análise mais próxima à realidade.

4.5.2 Detalhamento

A espessura buscada para o corpo foi a menor possível, tendo-se como limitante da mesma apenas a largura do ímã utilizado no projeto, o qual foi escolhido com base na velocidade de atuação da guia, a partir do princípio de conservação de energia. O projeto modelado pode ser observado na figura 23. Uma vista explodida e descrição dos componentes está disponível no apêndice F.

Figura 23 - Produto modelado



Fonte: O autor (2019)

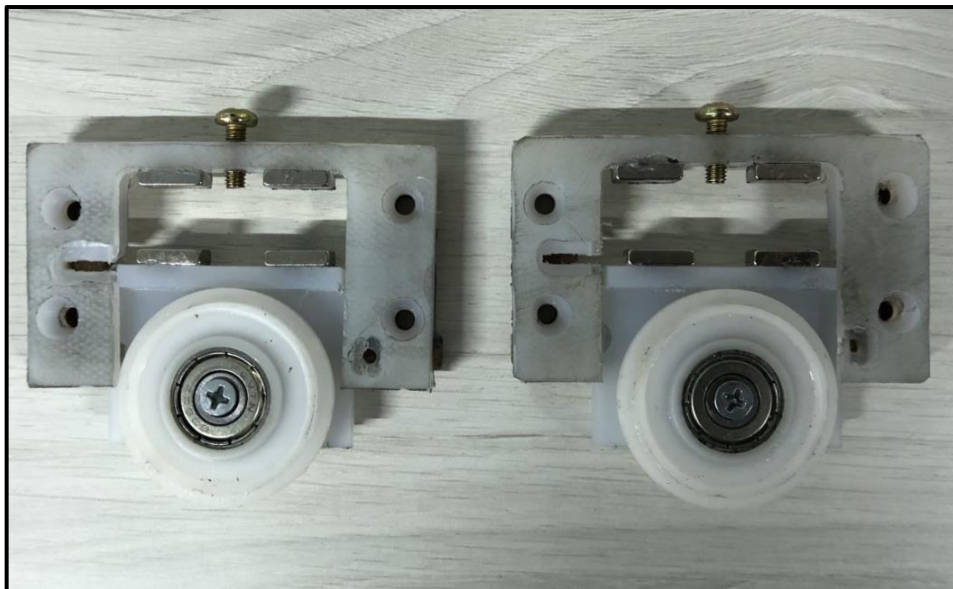
4.6 PROTÓTIPO

Para a fabricação do corpo e da guia do protótipo usinou-se um bloco de náilon 6.0, devido ao custo, a facilidade de obtenção e processamento do mesmo. Durante a construção do

protótipo utilizaram-se de peças disponíveis em outros sistemas de correr. Por já se ter os rodízios de náilon amplamente utilizados pela indústria e nos produtos comercializados, os conjuntos rodízio-rolamento foram retirados do sistema com haste flexível e adaptados ao protótipo.

Por fim, montou-se dois protótipos colando-se os ímãs nas posições corretas, de forma que se repelissessem, unindo-se o conjunto rodízio-rolamento à guia utilizando o mesmo parafuso auto atarraxante que do sistema de haste flexível. Os protótipos fabricados são mostrados na figura 24.

Figura 24 - Protótipos desenvolvidos



Fonte: O autor (2019)

4.7 TESTE DE VALIDAÇÃO

A bancada ilustrada na figura 25 é constituída por uma porta (1) de MDF com dimensões de 2,0 m x 0,60 m x 18 mm, uma mola helicoidal de compressão (2) com rigidez $k = 2,6 \text{ N/mm}$ instalada a uma altura de 400 mm, um quadro de fixação (3) e trilhos por onde os sistemas se deslocam (4). A altura de aplicação da carga foi determinada a partir da análise do movimento da porta, visto que buscou-se identificar uma condição forçante ao descarrilamento, sendo o tombamento da porta uma possível causa.

Adicionalmente, para uma melhor análise, os ensaios foram gravados com uma câmera semiprofissional Nikon D5600 (5) apoiada em um tripé (6), em que os vídeos feitos foram utilizados para o estudo do movimento do rodízio frontal (7) (sujeito ao descarrilamento) através do *software Tracker*.

Figura 25 - Estrutura do teste de validação



Fonte: O autor (2019)

Para diferentes momentos do ensaio, a mola foi comprimida de forma igualitária retornando a mesma força, conhecida com base na Lei de Hooke. As forças envolvidas no ensaio deveriam, na maioria das vezes, serem favoráveis ao descarrilamento com base na condição de rotação da porta. A tabela 7 apresenta as relações entre compressão da mola e força utilizada para ensaio dos quatro sistemas ensaiados (rodízio comum sem sistema anti descarrilamento, molas helicoidais, haste sob flexão e produto idealizado neste trabalho - protótipo). Destaca-se que as guias superiores permaneceram as mesmas, assim todos os mecanismos estavam sujeitos à mesma condição.

Conforme os valores mostrados na tabela 3, para uma porta com dimensões de 2,0 m x 0,60 m x 18 mm, uma força de modulo igual a 78,4 N já é capaz de dar início à condição de rotação da porta, se aplicada à 400 mm da base. A força utilizada no ensaio de cada sistema foi superior a 78,4 N por três vezes, com isso esperou-se que ocorresse um deslocamento vertical, que foi observada com auxílio do *Tracker*, em que se marcou pontos sobre o rodízio frontal da porta a cada três quadros do vídeo (gravado com uma taxa de 60 quadros por segundo), obtendo-se gráficos de deslocamento do mesmo.

Tabela 7 - Parâmetros de força e compressão para o ensaio

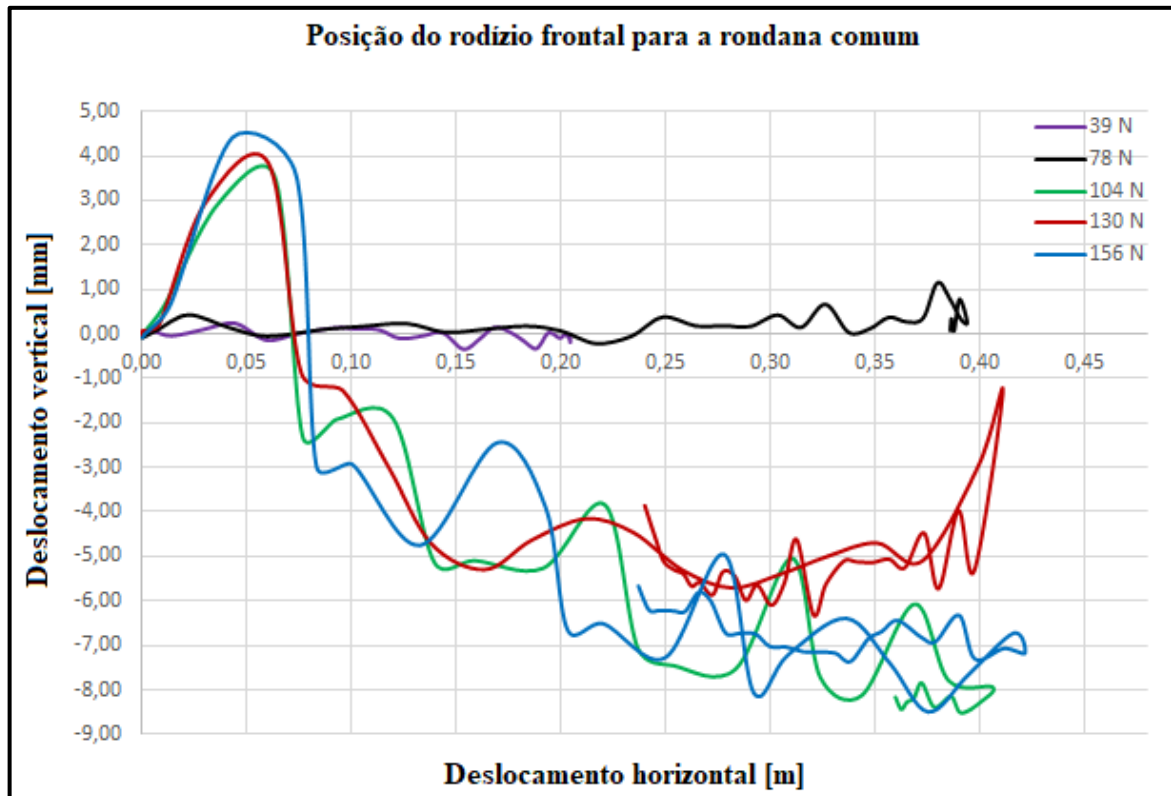
Ensaio	Compressão da mola [mm]	K da mola [N/mm]	Força [N]
1	15	2,6	39
2	30	2,6	78
3	40	2,6	104
4	50	2,6	130
5	60	2,6	156

Fonte: O autor (2019)

4.7.1 Rodízio comum (sem sistema anti descarrilamento)

O rodízio comum apresentou o fenômeno do descarrilamento a partir do terceiro parâmetro, com 104,0 N de força. A partir deste teste, observou-se um aumento expressivo no deslocamento vertical do rodízio com seu ponto final bem deslocado, indicando o descarrilamento. Nos ensaios em que houve o descarrilamento, ambos os rodízios saíram dos trilhos. A posição do rodízio frontal, para as diferentes forças, é mostrada na figura 26.

Figura 26 - Posição do rodízio frontal para a roldana comum

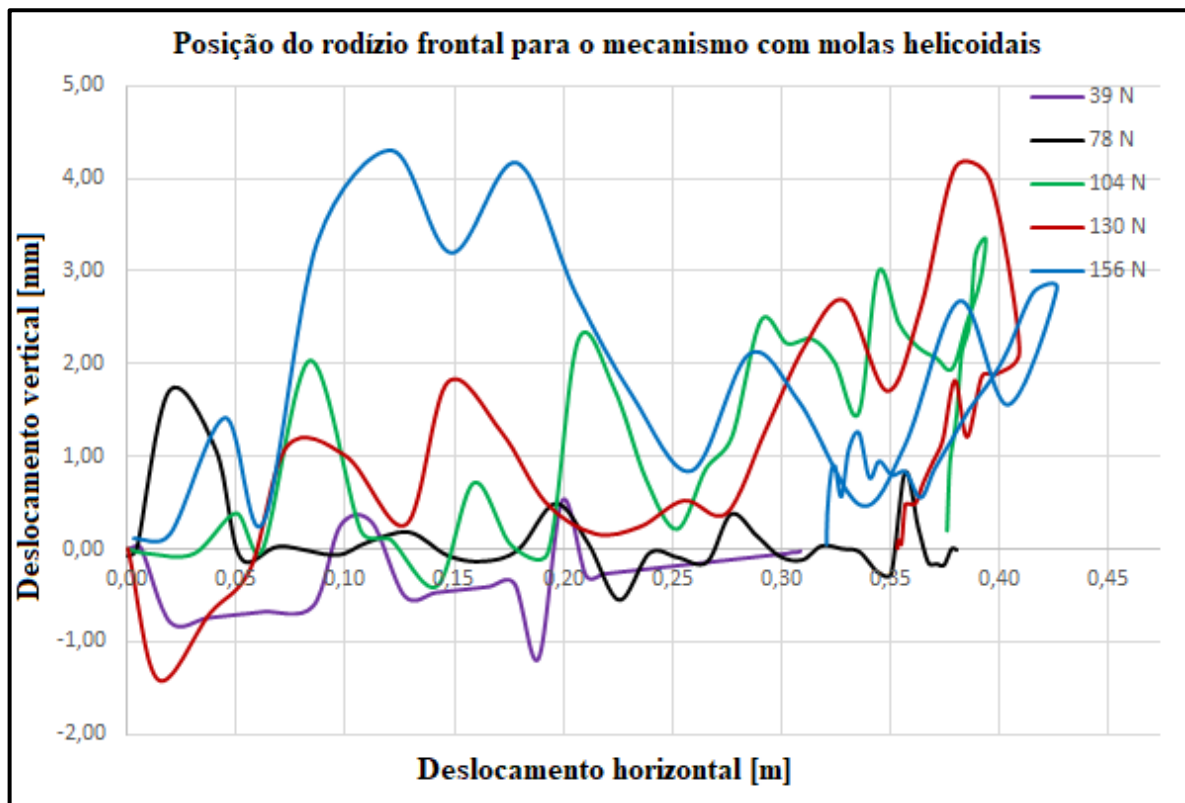


Fonte: O autor (2019)

4.7.2 Rodízio com par de molas helicoidais

O rodízio com molas helicoidais teve um resultado excelente, não descarrilando em nenhum dos ensaios, mantendo-se em sua posição de trabalho. Ademais, notou-se que a amplitude de deslocamento do rodízio varia mais que a do mecanismo comum, mesmo com as mesmas condições de ensaio. Isso se deve ao fato de que o sistema anti-descarrilamento deste rodízio atua controlando o deslocamento vertical da porta, mantendo o contato mecânico entre a roda e o trilho, absorvendo quaisquer desníveis e obstáculos ao longo do deslocamento horizontal. A posição do rodízio frontal é mostrada na figura 27.

Figura 27 - Posição do rodízio frontal para o mecanismo com molas helicoidais



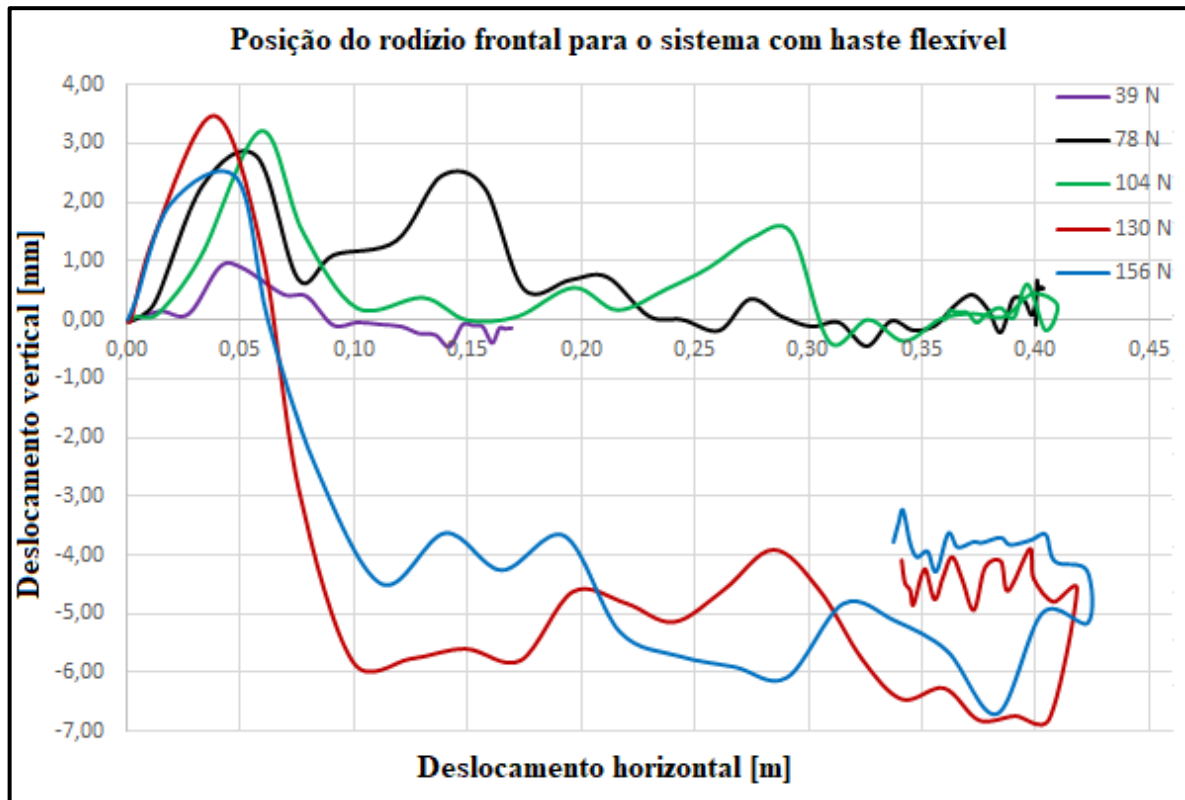
Fonte: O autor (2019)

4.7.3 Rodízio com haste flexível

O mecanismo com haste flexível não teve o comportamento esperado e acabou descarrilando nos ensaios com 130 N e 156 N, respectivamente. Com isso, notou-se que a amplitude do conjunto guia-rodízio é extremamente importante, assim como a velocidade de atuação e um bom conjunto destes elementos é o caminho para um produto que solucionará o problema do descarrilamento. Ademais, notou-se uma dificuldade na regulação do sistema

anti-descarrilamento, concluindo-se que o ajuste por meio de um parafuso é mais fácil e mais eficiente, assim como o sistema de trava para instalação na posição mínima comprovou-se fundamental para facilidade de instalação do produto. A posição do rodízio frontal da porta, para as diferentes forças aplicadas, é mostrada na figura 28.

Figura 28 - Posição do rodízio frontal para o sistema com haste flexível



Fonte: O autor (2019)

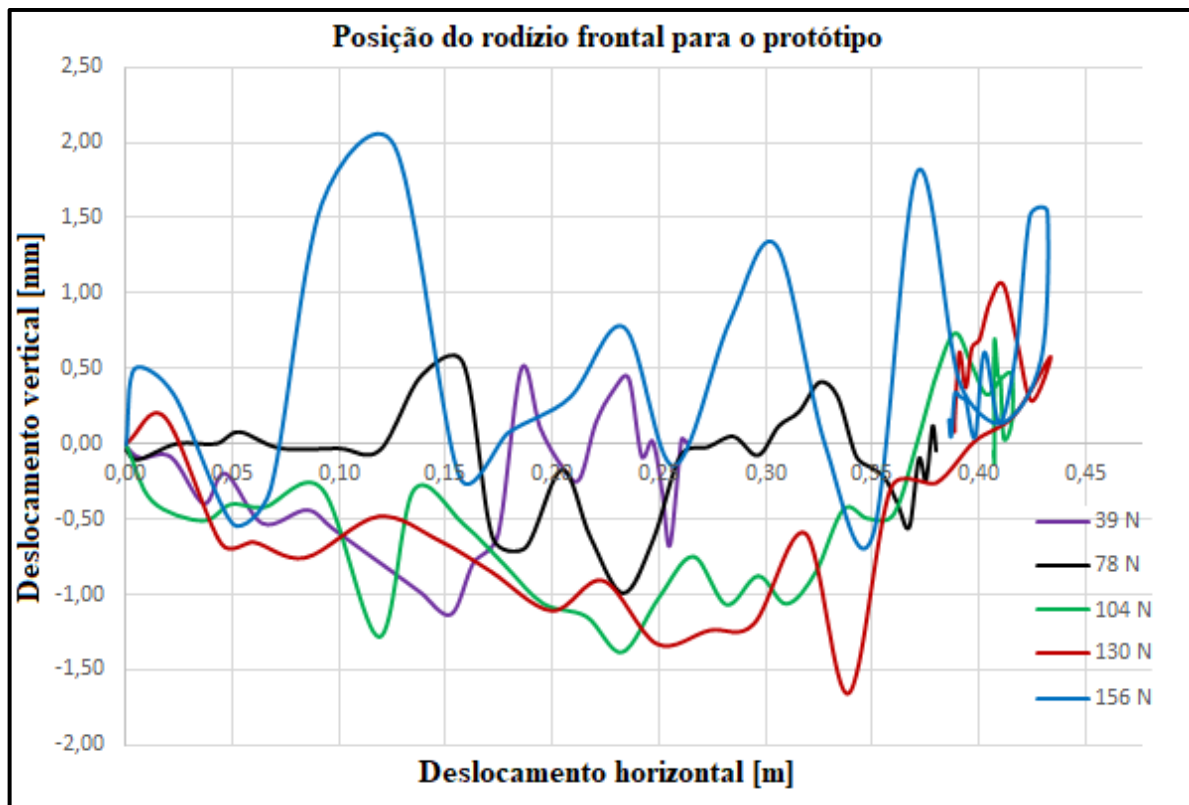
4.7.4 Protótipo

O protótipo desenvolvido teve o desempenho desejado, evitando o descarrilamento para o intervalo de forças aplicadas. Adicionalmente, notou-se um comportamento oscilante da amplitude, assim como para o modelo com molas helicoidais, com maiores variações se comparado ao modelo comum, mesmo com as mesmas condições de carga aplicada. Não obstante, o controle de deslocamento do rodízio foi melhor do que para o modelo com molas helicoidais, devido a energia de repulsão entre os ímãs ser maior que a energia potencial elástica da compressão das molas, forçando sempre o contato mecânico entre os rodízios com o trilho. A posição do protótipo, para as diferentes forças aplicadas, é mostrada na figura 29.

Adicionalmente, devido ao protótipo possuir a maior energia potencial envolvida, por meio da repulsão dos ímãs, as forças de restituição compreendidas são maiores e diminuem o

deslocamento vertical da porta, retornando-a para a posição inicial mais rapidamente e, conseqüentemente, diminuem o deslocamento vertical do mecanismo. Ademais, os ajustes de instalação feitos pelo parafuso também interferem no quanto o sistema pode deslocar e, novamente, comprovam a necessidade de se unir velocidade de atuação com o curso da guia, visto que o ajuste não deve consumir toda esta distância disponível, pois parte é utilizada para o ajuste, mantendo a porta estabilizada entre os trilhos superiores e inferiores, e parte para a armazenar energia e restituir o rodízio para a posição de contato, na medida em que se tiver a tendência do descarrilamento. Quanto mais deslocados os rodízios, menor será a energia potencial disponível, em virtude de uma menor compressão do elemento elástico ou maior distância entre os ímãs, contudo estes interagem com distâncias de até 26 mm, muito maior que o necessário, correspondendo às forças essenciais mesmo que distanciados por 10 mm (curso do protótipo).

Figura 29 - Posição do rodízio frontal para a porta instalada com o protótipo



Fonte: O autor (2019)

De forma geral os gráficos retratam o fenômeno do descarrilamento quando as curvas não retornam para a posição inicial, indicando o momento em que ocorre a saída do rodízio frontal dos trilhos por onde este desliza para determinadas forças aplicadas. Ainda, observou-se um comportamento oscilatório das curvas, mais presentes nos modelos com sistema anti

descarrilamento, devido ao deslocamento vertical intencional das guias, que faz com que a roda seja constantemente forçada contra a superfície por onde desliza, de forma que o movimento vertical da porta não seja o mesmo que o rodízio.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho propôs o desenvolvimento de um sistema para portas deslizantes capaz de evitar o descarrilamento e que não interferisse nas patentes dos modelos já comercializados. Optou-se por seguir o conceito com ímãs se repelindo como forma de armazenamento de energia potencial, responsável por manter o contato mecânico entre trilho e rodízio no caso de um descarrilamento.

Para alcançar o objetivo geral do relatório, inicialmente estudou-se o movimento de uma porta de correr por meio de equações dinâmicas, verificando-se uma possível condição de rotação da porta, uma das principais causas do descarrilamento que não era abordada de forma técnica. A partir desta análise é possível verificar a necessidade da utilização, ou não, de um mecanismo com sistema anti-descarrilamento. Para isso o gráfico do módulo da razão entre força e peso versus a relação entre altura de aplicação da força e altura da porta (Figura 20) pode ser utilizado como base, inclusive sendo disponibilizado para indústrias e revendas.

Adicionalmente, analisou-se os mecanismos existentes procurando-se identificar padrões entre os mecanismos e os principais fatores que eram necessários se manter no produto proposto, como a velocidade de atuação da guia e o deslocamento do sistema, visto que quanto maior o curso da guia, melhor o ajuste possível para se fazer na porta durante a instalação. A partir dos dados obtidos e referencial teórico, desenvolveu-se sete conceitos de projeto, selecionando-se o conceito com ímãs se repelindo como solução para o problema apresentado, visto que este era o que mais se distanciava das patentes e mostrava-se capaz de solucionar a adversidade do descarrilamento com sucesso.

Outrossim, obteve-se por meio de ensaio de compressão a curva força versus deslocamento de dois ímãs diferentes, para cálculo das suas velocidades de atuação se utilizados no mecanismo idealizado. Ademais, ensaiou-se náilon 6.0 e zamak 5, que são materiais que não sofrem interação com ímãs. Os resultados mostraram-se favoráveis ao zamak, porém a presença do entalhe é prejudicial para náilon. Para se ter uma melhor análise e por motivos econômicos, desenvolveu-se o protótipo em náilon 6.0, o qual apresentou comportamento adequado durante os testes, mesmo com os empecilhos do protótipo. Ainda, destaca-se que os rodízios, amplamente utilizados na indústria, são feitos de poliamida e sustentam o peso da porta, que são cargas superiores à do corpo que é fixado por quatro parafusos. Com isso define-se que o produto final pode ser fabricado em náilon, pois além das características citadas anteriormente, este material possui baixa densidade, se comparado ao zamak 5, o que acarreta em uma energia de impacto menor no caso de queda.

Por fim, desenvolveu-se uma bancada para teste dos produtos já comercializados e do protótipo, com base na condição de rotação de porta. Sendo assim, o ensaio forçava uma condição de giro da mesma, que conseqüentemente causaria o descarrilamento dos rodízios, situação observada em 60% dos ensaios realizados com um rodízio comum. De modo geral, o modelo com molas helicoidais comprovou que o curso da guia é um fator fundamental para projetos deste tipo e deve ser considerado para se garantir sucesso durante a operação. O protótipo foi fabricado com um deslocamento considerável da guia, assim obtendo-se sucesso em seus testes, verificando a necessidade de se unir os parâmetros de velocidade e curso da guia para um desfecho positivo da operação de produtos com a finalidade de evitar o descarrilamento.

Em suma, este relatório mostrou a possibilidade de aplicar os conceitos de engenharia na área de atuação do autor de uma forma mais expressiva que se imaginava, abrindo possibilidades de se expandir esta forma de trabalho para novos produtos e melhorias. De modo geral, os resultados foram satisfatórios e o produto proposto atende ao principal requisito de evitar o descarrilamento, contudo algumas melhorias podem ser feitas, como uma avaliação de ímãs menores para aplicação no projeto que, conseqüentemente, diminuiria o custo, visto que este é um dos elementos que mais onera o mecanismo. Com base no referencial teórico e metodologia aplicada foi possível verificar os principais fatores para se considerar no dimensionamento (velocidade de atuação e curso da guia), assim o sistema projetado alcançou o objetivo geral, fundamentado teoricamente e comprovado com os resultados do ensaio que forçava o descarrilamento.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se para trabalhos futuros a definição dos processos fabris para produção do produto em grande escala, definindo-se meios para produção do corpo, guia e montagem do mesmo, garantindo que os ímãs sejam colocados na posição correta. Outrossim, como já citado, promover os ajustes necessários no projeto, estudando diferentes tamanhos de ímãs capazes de alcançar a velocidade necessária, concluindo-o de forma que se onere o mínimo possível, alinhando os custos de matéria prima e fabricação.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, Gustavo Spina Gaudêncio de; SOUZA, Wander Burielo de. **Engenharia dos polímeros: tipos de aditivos, propriedades e aplicações**. São Paulo: Érica, 2015.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM D256-10 Standard Test Methods for Determining the Izod Pendulum Impact Resistance of Plastics**. West Conshohocken, PA. 2018

ARANHA, Norberto et al. A lei de Hooke e as molas não-lineares, um estudo de caso. **Revista Brasileira de Ensino de Física**, São Paulo, v. 38, n. 4, e4305, p.1-10, jul. 2016. FapUNIFESP (SciELO). <http://dx.doi.org/10.1590/1806-9126-rbef-2016-0102>.

ASHBY, M. F.; JONES, David R. H. **Engenharia de materiais**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2007.

BARBETTI, Marcos Rogerio Sanches. **Estudo comparativo entre coxim hidráulico e coxim elastomérico, aplicados ao sistema de apoio do motor automotivo**. 2005. 69 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Automotiva, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

BASSANI, Adriane; PESSAN, Luis A., JÚNIOR, Elias Hage. **Propriedades Mecânicas de Blendas de Nylon-6/Acrilonitrila-EPDM-Estireno (AES) Compatibilizadas com Copolímero Acrílico Reativo (MMA-MA)**. *Polímeros* vol. 12, nº2, São Carlos, 2002. <http://dx.doi.org/10.1590/S0104-14282002000200009>

BAUER, Wolfgang; WESTFALL, Gary D.; DIAS, Helio. **Física para universitários: Eletricidade e Magnetismo**. Porto Alegre: Amgh, 2012.

BAUER, Wolfgang; WESTFALL, Gary D.; DIAS, Helio. **Física para universitários: Mecânica, oscilações e ondas, termodinâmica**. Porto Alegre: Amgh, 2012.

BEER, Ferdinand P; JOHNSTON JUNIOR, e Russel; CORNWELL, Phillip J. **Mecânica Vetorial para Engenheiros: dinâmica**. Porto Alegre: Amgh, 2012

BERTONI, Fabiano. **Desenvolvimento de um módulo de compensação para ajuste de deslocamento utilizando molas de poliuretano**. 2010. 111 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia de Minas, Metalúrgica e Materiais, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010. Cap. 111.

CALLISTER, William D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

CALLISTER, William D.; RETHWISCH, David G. Jr. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 9 ed. Tradução Sergio Murilo Stamile Soares. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

CHOI, Eunsoo et al. **Flag-Shaped Behavior Damper Using The Combination of Friction and Rubber Springs**. In: *Eccomas Thematic Conference on Smart Structures and Materials*, 7., 2015, Azores. Anais. Lisboa: Idmec, 2015. p. 1 - 19.

COLLINS, Jack A.; BUSBY, Henry R.; STAAB, George Hans. **Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas**. Rio de Janeiro: Ltc, 2017.

DESALE, D.d.; PAWAR, H.b.. Performance Analysis of Polytetrafluoroethylene as Journal Bearing Material. **Procedia Manufacturing**, [s.l.], v. 20, p.414-419, 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.promfg.2018.02.060>.

FERRANTE, Maurizio. **Seleção de materiais**. 2.ed. São Carlos, SP: EDUFSCAR, 2002.

FGVTN BRASIL LTDA. (Brasil). Antonio Benedito de Oliveira. **DISPOSIÇÕES INTRODUZIDAS EM MECANISMO ANTI-DESCARRILAMENTO APLICADO EM PORTAS DE CORRER**. BR nº 202016024864-2 U2, 25 out. 2016, 15 maio 2018. 2018.

FOWLER, Richard. **Fundamentos de Eletricidade, volume 1: Corrente Contínua e Magnetismo**. Porto Alegre: Amgh, 2013.

FREITAS JUNIOR, Luís Mauro Pereira. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MachPherson**. 2006. 131 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

GARCIA, Amauri; SPIM, Jaime Alvares; SANTOS, Carlos Alexandre dos. **Ensaaios dos materiais**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2012.

GROEHS, Ademar Gilberto. **Mecânica vibratória**. 2. ed. São Leopoldo, RS: UNISINOS, 2001.

GROOVER, Mikell P.. **Fundamentos da moderna manufatura : versão SI**. 5. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2017.

HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. **Fundamentos de Física: Volume 3 - Eletromagnetismo**. 10. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2016.

HANGAI, Luis Antônio. **Produção industrial do setor moveleiro avança 28,5% e se recupera da paralisação dos caminhoneiros**: Indústria moveleira exerceu a 3ª maior influência no resultado industrial global na passagem de maio para junho de 2018. 2018. Disponível em: <<http://www.emobile.com.br/site/industria/producao-dosetor-moveleiro-junho-2018/>>. Acesso em: 09 ago. 2018.

HIBBELER, Russell Charles. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 10. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2005.

HIBBELER, Russell Charles. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 12. ed. São Paulo: Pearson, 2011.

HOFMANN, Werner. **Rubber technology handbook**. Cincinnati, Estados Unidos: Hanser/ Gardner Publications, 1989.

IEMI (Org.). **Desempenho do mercado de móveis – dezembro 2017**. São Paulo: Movergs, 2017. 2 p. Disponível em: <http://www.movergs.com.br/img/arquivos/indicadores/indicadores-mensais_209.pdf>. Acesso em: 05 ago. 2018.

IRMSCHER, Cornelius et al. Design, optimisation and testing of a compact, inexpensive elastic element for series elastic actuators. **Medical Engineering & Physics**, [s.l.], v. 52, p.84-89, fev. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.medengphy.2017.12.004>.

JUVINALL, Robert C; MARSHEK, Kurt M. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**. 5. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2016.

KELLY, S. Graham. **Vibrações Mecânicas: Teoria e Aplicações**. São Paulo: Cengage, 2017.

MERIAM, James L.; KRAIGE, L. Glenn. **Mecânica dinâmica**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1999.

MURRAY, G. T.,. **Introduction to engineering materials: behavior, properties, and selection**. New York, U.S.: Marcel Dekker, 1993.

NAGDI, Khairi. **Rubber as an engineering material: guideline for users**. New York, US: Hanser Publishers, 1993.

NELSON, E. W. et al. **Engenharia Mecânica Dinâmica: Coleção Schaum**. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NORTON, Robert Lawrence. **Cinemática e dinâmica dos mecanismos**. Porto Alegre: McGraw-Hill, 2010.

NORTON, Robert Lawrence. **Projeto de Máquinas: Uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013.

NUNES, Edilene de Cássia Dutra; LOPES, Fábio Renato Silva. **Polímeros: conceitos, estrutura molecular, classificação e propriedades**. São Paulo: Érica, 2014.

OLIVEIRA, C.g.; SILVA, I.p.p.. Os Estudos Tribológicos no Ensino de Engenharia Mecânica. *Revista de Ensino de Engenharia*, [s.l.], v. 34, n. 2, p.3-10, 3 dez. 2015. **Revista de Ensino de Engenharia**. <http://dx.doi.org/10.15552/2236-0158/abenge.v34n2p3-10>.

RADI, Polyana Alves et al. Tribologia, Conceitos e Aplicações. In: Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA, 13., 2007, São José dos Campos. **Anais**. São José dos Campos: Ita, 2007. p. 1 - 13. Disponível em:< <http://www.bibl.ita.br/xiiiencita/FUND18.pdf> >. Acesso em: 23 set. 2018.

RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2009.

RIGO, Marcus Augusto (Brasil). **Disposição construtiva aplicada em roldana para portas de correr**. BR nº PI 0702425-8 A2, 17 ago. 2007, 14 abr. 2009. *Revista da Propriedade Industrial*, n. 2222, 2009.

SAMARDŽIĆ, M. et al. An elastic element of the forced oscillation apparatus for dynamic wind tunnel measurements. **Aerospace Science And Technology**, [s.l.], v.50, p.272-280, mar. 2016. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ast.2016.01.011>.

SANTOS., Givanildo Alves dos. **Tecnologia dos materiais metálicos:** propriedades, estruturas e processos de obtenção. São Paulo: Érica, 2015.

SAVI, Marcelo Amorim; PAULA, Aline Souza de. **Vibrações Mecânicas.** Rio de Janeiro: Ltc, 2017.

SERWAY, Raymond A.; JEWETT JUNIOR, John W.. **Física para Cientistas e Engenheiros:** Volume 3 - Eletricidade e Magnetismo. São Paulo: Cengage, 2017.

SETO, William W. **Vibrações mecânicas.** Rio de Janeiro: McGraw-Hill do Brasil, 1971.

SHACKELFORD, James F. **Ciência dos materiais.** 6. ed. São Paulo: Pearson, 2008.

SHIGLEY, Joseph E., et.all., **Projeto de Engenharia Mecânica.** Editora Bookman. 7ª edição. 2005.

SILVA, Otto Henrique Martins da. **Física e dinâmica dos movimentos.** Curitiba: Intersaberes, 2017.

SMARDZEWSKI, Jerzy. **Furniture Design.** New York: Springer, 2015.

SOTELO JR., José; FRANÇA, Luis Novaes Ferreira. **Introdução às vibrações mecânicas.** São Paulo: E. Blücher, 2006.

STACHOWIAK, Gwidon W.; BATCHELOR, Andrew W. **Engineering Tribology.** 2.ed. Boston, US: Butterworth-Heinemann, 2001.

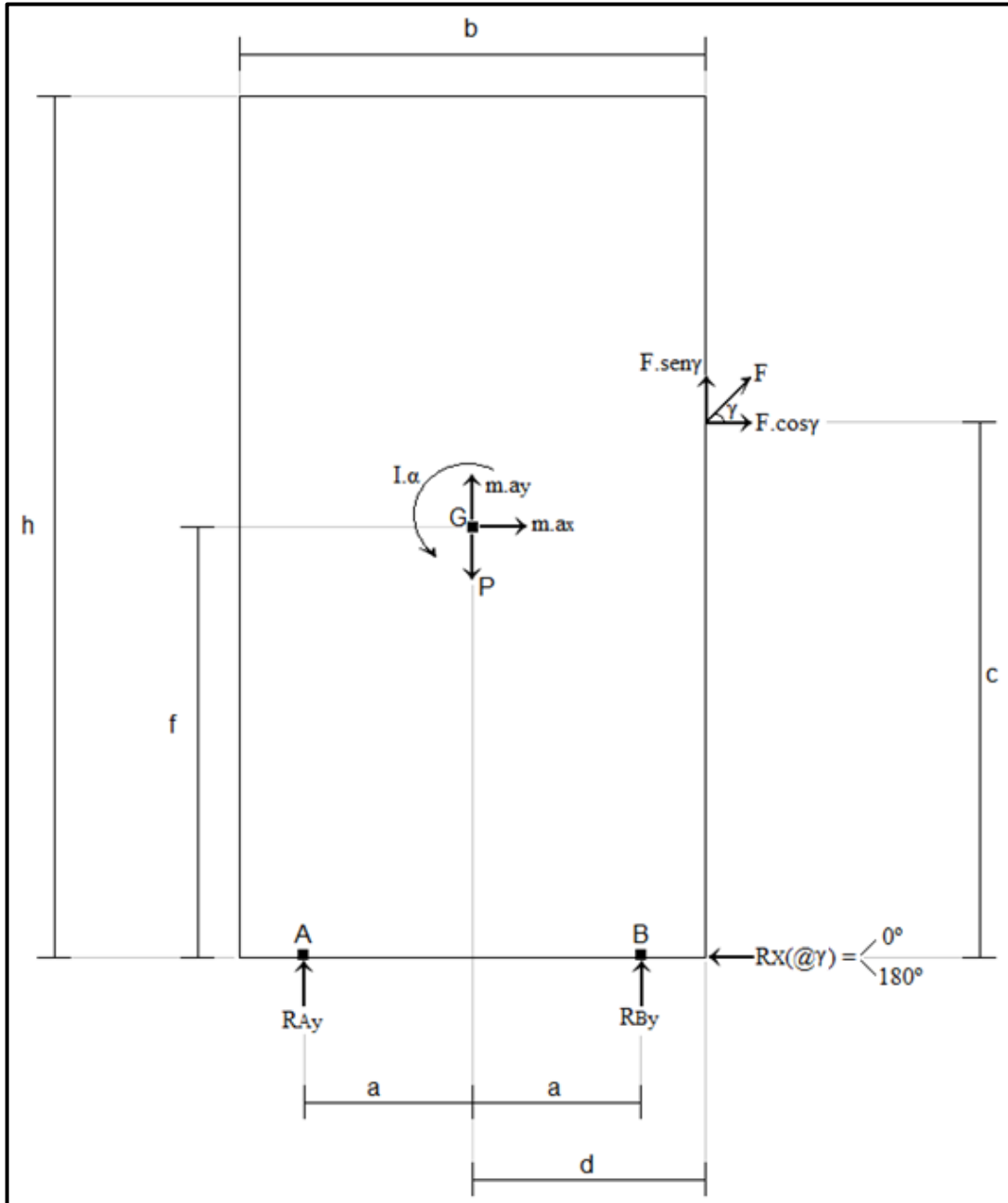
TIPLER, Paul A.; MOSCA, Gene. **Física para cientistas e engenheiros, volume 1:** mecânica, oscilações e ondas, termodinâmica. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2011.

TIPLER, Paul Allen; MOSCA, Gene. **Física para Cientistas e Engenheiros, volume 2:** Eletricidade e Magnetismo, Óptica. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2009. Tradução de: Naiara Maria Balzarette.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluidos.** 8. ed. Porto Alegre: Amgh, 2018.

APÊNDICE A

Figura 30 - Diagrama de corpo livre de uma porta de correr

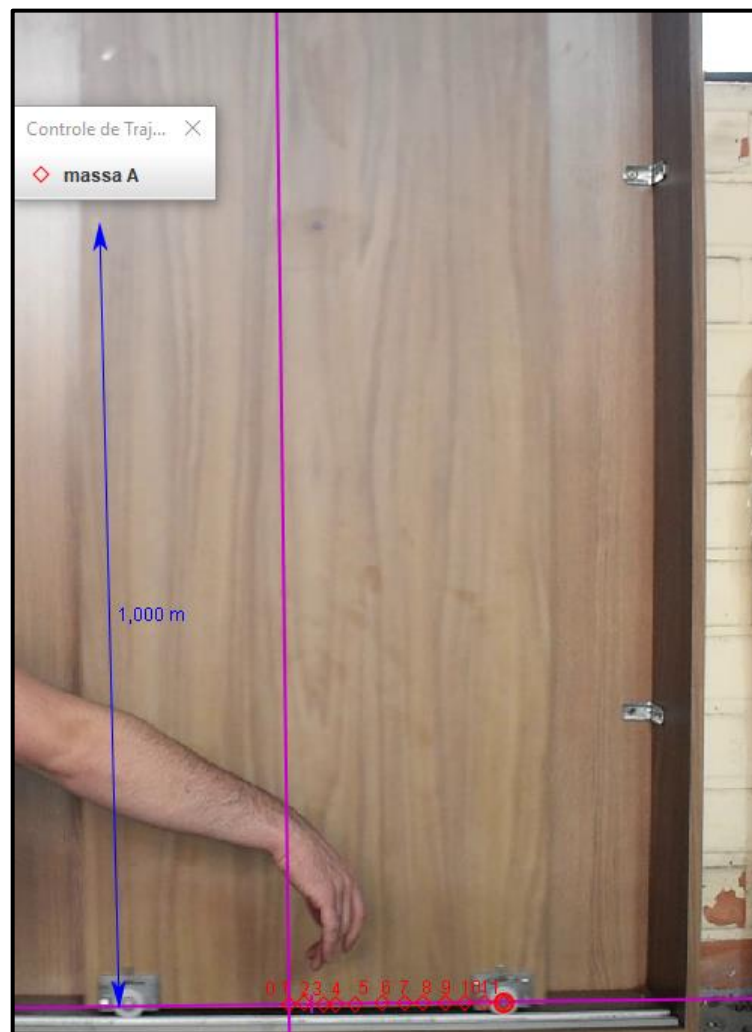


Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE B

O *software Tracker* é um programa o qual por meio de pontos de massa marcados ao longo de um vídeo faz a análise do movimento dos mesmos. Como referência, o *software* se baseia em um plano cartesiano e uma cota, que deve ser conhecida, informada pelo usuário. Quem utiliza o sistema faz os ajustes do plano e cota, para após marcar os pontos sobre o objeto a ser analisado, com um avanço (quadros) pré-determinado (Figura 31).

Figura 31 - Visualização do *software Tracker*



Fonte: O autor (2019)

Com os pontos plotados é possível relacionar tempo, posições, velocidades, aceleração e energia, com base no deslocamento do objeto de interesse, que são expressas em forma de gráfico ou valores, para ambos os eixos (horizontal e vertical).

APÊNDICE C

Quadro 7 - Dados dimensionais dos mecanismos existentes

MECANISMO COM PAR DE MOLAS HELICOIDAIS										
Variável	Limitante	medição 1	medição 2	medição 3	medição 4	medição 5	unidade	média	desvio padrão	Incerteza padrão
Deslocamento máximo do rodizio	batentes do produto	9,23	9,27	9,30	9,27	9,26	mm	9,266	0,02245	0,01004
Deslocamento mínimo do rodizio	batentes do produto	2,85	2,86	2,82	2,89	2,84	mm	2,852	0,02315	0,010354
Espessura da chapa	-	2,99	2,99	2,98	3,00	3,00	mm	2,992	0,00748	0,003347
Espessura do produto montado	-	12,54	12,56	12,57	12,56	12,56	mm	12,558	0,0098	0,004382
Deflexão da mola	-	13,20	13,24	13,25	13,21	13,19	mm	13,218	0,02315	0,010354
Diâmetro dos furos	-	3,88	3,87	3,90	3,89	3,90	mm	3,888	0,01166	0,005215
Distância horizontal dos furos	-	60,07	60,04	60,00	60,05	60,08	mm	60,048	0,02786	0,012458
Distância vertical dos furos	-	20,20	20,17	20,20	20,19	20,21	mm	20,194	0,01356	0,006066
Largura máxima da chapa	-	75,70	75,68	75,72	75,67	75,70	mm	75,694	0,01744	0,007797
Altura máxima da chapa	-	45,50	45,52	45,48	45,48	45,51	mm	45,498	0,016	0,007155
Diâmetro do fio	-	0,47	0,48	0,48	0,47	0,48	mm	0,476	0,0049	0,002191
Diâmetro médio de espiras	-	5,50	5,49	5,50	5,49	5,50	mm	5,496	0,0049	0,002191
Número de espiras ativas	-	8,00	8,00	8,00	8,00	8,00	-	8,00	0,00	0,00
MECANISMO COM HASTE FLEXÍVEL										
Variável	Limitante	medição 1	medição 2	medição 3	medição 4	medição 5	unidade	média	desvio padrão	Incerteza padrão
Deslocamento máximo do rodizio	batentes do produto	4,71	4,72	4,74	4,71	4,74	mm	4,724	0,01356	0,006066
Deslocamento mínimo do rodizio	batentes do produto	1,79	1,77	1,80	1,79	1,79	mm	1,788	0,0098	0,004382
Espessura da chapa	-	1,85	1,86	1,86	1,85	1,84	mm	1,852	0,00748	0,003347
Espessura do produto montado	-	13,95	13,99	13,97	13,98	13,98	mm	13,974	0,01356	0,006066
Diâmetro dos furos	-	5,04	5,06	5,02	5,02	5,05	mm	5,038	0,016	0,007155
Distância horizontal dos furos	-	59,05	59,05	59,01	59,06	59,05	mm	59,044	0,01744	0,007797
Distância vertical dos furos	-	23,06	23,08	23,07	23,07	23,06	mm	23,068	0,00748	0,003347
Largura máxima da chapa	-	76,10	76,10	76,10	76,08	76,09	mm	76,094	0,008	0,003578
Altura máxima da chapa	-	40,00	39,98	40,02	40,03	40,00	mm	40,006	0,01744	0,007797
Diâmetro da haste	-	1,00	0,99	1,00	0,98	1,01	mm	0,996	0,0102	0,004561
Comprimento da haste	batentes do produto	39,2	39,18	39,2	39,2	39,18	mm	39,192	0,0098	0,004382

Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE D

CONDIÇÃO PARA NÃO ROTACIONAR NO SENTIDO HORÁRIO

$$R_{A_y} = 0 \quad \sum M_B = \sum (M_B)_{efet}$$

$$-R_{A_y} \cdot b + P \cdot \frac{b}{2} + F \operatorname{sen} \gamma \cdot 0 - F \cos \gamma \cdot c = -(m \cdot a_x) \cdot f$$

$$P \cdot \frac{b}{2} - F \cos \gamma \cdot c = -F \cos \gamma \cdot f$$

$$\frac{\left(c - \frac{h}{2}\right)}{b} = \frac{P}{2 \cdot F \cos \gamma}; \quad \xrightarrow{\text{se } c=h} \quad \frac{h}{b} = \frac{P}{F \cos \gamma}$$

$$F = \frac{b \cdot P}{2 \cdot \cos \gamma \cdot \left(c - \frac{h}{2}\right)} \quad c = \frac{b \cdot P}{2 \cdot F \cdot \cos \gamma} + \frac{h}{2}$$

CONDIÇÃO PARA NÃO ROTACIONAR NO SENTIDO ANTI-HORÁRIO

$$R_{B_y} = 0 \quad \sum M_A = \sum (M_A)_{efet}$$

$$R_{B_y} \cdot b - P \cdot \frac{b}{2} + F \operatorname{sen} \gamma \cdot b - F \cos \gamma \cdot c = -(m \cdot a_x) \cdot f$$

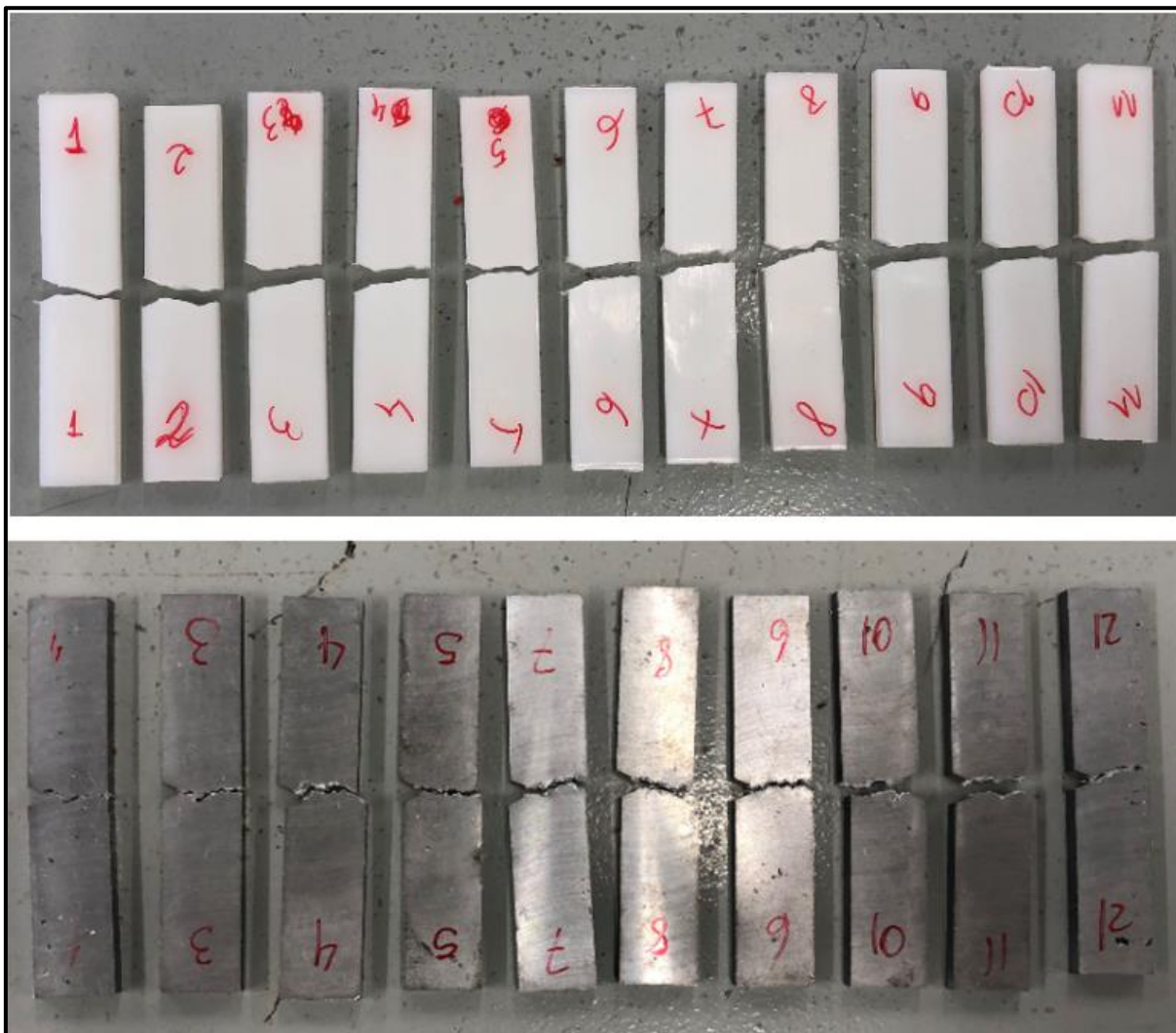
$$-P \cdot \frac{b}{2} + F \operatorname{sen} \gamma \cdot b - F \cos \gamma \cdot c = -F \cos \gamma \cdot f$$

$$\frac{\left(c - \frac{h}{2}\right)}{b} = \frac{2 \cdot F \operatorname{sen} \gamma - P}{2 \cdot F \cos \gamma}; \quad \xrightarrow{\text{se } c=h} \quad \frac{h}{b} = \frac{2 \cdot F \operatorname{sen} \gamma - P}{F \cos \gamma}$$

$$F = \frac{-P}{2 \cdot \cos \gamma \cdot \left[\frac{\left(c - \frac{h}{2}\right)}{b} - \tan \gamma\right]} \quad c = \frac{b \cdot (2 \cdot F \operatorname{sen} \gamma - P)}{2 \cdot F \cos \gamma} + \frac{h}{2}$$

APÊNDICE E

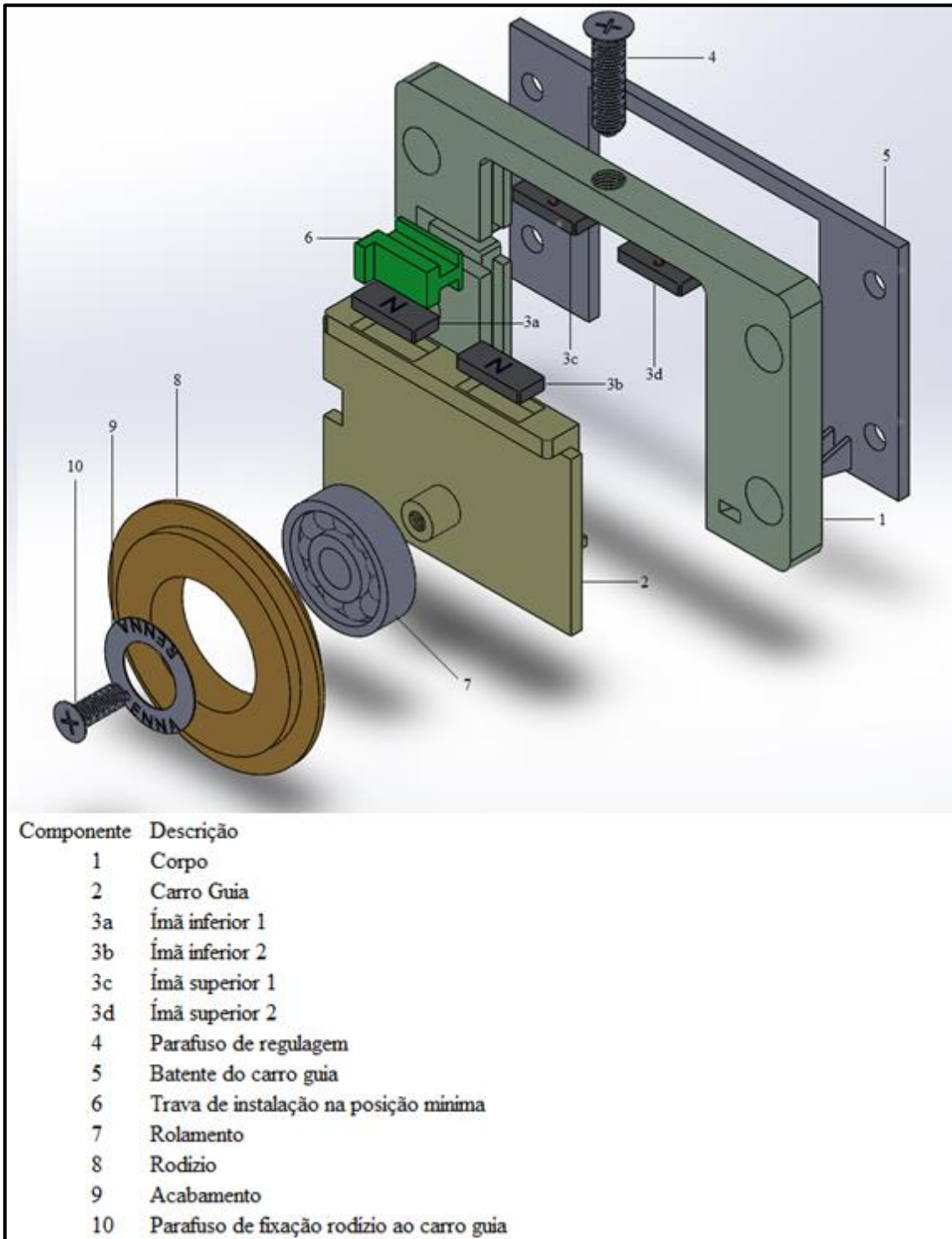
Figura 32 - Corpos de prova após ensaio de impacto



Fonte: O autor (2019)

APÊNDICE F

Figura 33 - Vista explodida do mecanismo projetado



Fonte: O autor (2019)